E3279

CM

R

• ECHIPAMENTE ENERGETICE

B.

REFERALVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ XXXV ■ IANUARIE 1983

I. C. T. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Șos. Olteniței nr. 105, sector 4
București — 75651
Telefon 83.21.70. Telex 10233

Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini, înființat încă din anul 1955, are o bogată experiență în cercetare și proiectare tehnologică specifică construcțiilor de mașini. În cadrul institutului se desfășoară trei tipuri de activități :

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricație) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea și optimizarea procedeelor, regimurilor sau rețelelor tehnologice în domeniile : prelucrărilor prin așchiere, ștanțare, ambutisare și prin tehnologii neconvenționale, manipulării automate, montajului mecanizat și automatizat, acoperirilor de protecție și decorative, controlului activ, interoperațional și final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate și sisteme complexe de fabricație pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea mașinilor speciale, dispozitivelor și sculelor

3. Execuția, în limita capacităților propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistență tehnică pentru punerea în funcțiune la parametrii proiectați a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ: ● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea și îmbunătățirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator și în producție a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuție pentru liniile, mașinile, dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secțiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcția în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuția de prototipuri de mașini și dispozitive și experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricația de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură și control interoperații și final, proiectarea și executarea utilajelor necesare controlului și sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea și executarea de bancuri de probă pentru studii de laborator și fabricația de serie ; ● Organizarea fabricației, transportului intern și depozitării în secțiile și atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea și urmărirea producției ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum și pentru planificare, lansare și urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistență tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate și pentru punerea în funcțiune a utilajelor proiectate și executate ; ● Acordarea de licențe, know-how și punerea la dispoziție a documentației de execuție pentru lucrările elaborate de institut.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARA PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, 1 ianuarie, 1983

MAGYAR ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS SZABADALMI SZAKSZOLGÁLAT

CUPRINS

Echipamente energetice

CÎRDU, M. :	**De la 3 MW la 700 MW. Scurt istoric al fabricației turbinelor cu abur în România**	1
NEAGA, C. :	**Aprinderea particulei de șist bituminos în prezența gazelor de ardere ale combustibilului de aport**	8
HOBEANU, C. :	**Fundamentarea fizică și construcția profilelor de palete**	13
HOBEANU, C. :	**Particularitățile turbomașinilor termice utilizate în valorificarea temperaturilor mici și mijlocii**	17
BERWANGER, E. A. :	**Calculul numeric al influenței efectului pelicular asupra parametrilor rotorului mașinilor asincrone cu înfășurare în colivie**	20
VOIA, I. :	**Aplicarea rețelei plane de profile la studiul rotorilor radial-axiali ai mașinilor hidraulice**	25
KOLATI, I., BUTARU, I. :	**Calculul curgerilor axial-simetrice din mașinile hidraulice cu metoda elementelor finite**	30
GHEORGHIȚA, D. :	**Probleme și soluții în concepția unui rotor de turbină hidraulică tip F 310**	37
KOLATI, I., VOIA, I., BUTARU, I. :	**Mișcări potențiale prin rețele plane de profile, calculate cu metoda elementelor finite**	43
MARTON, NATALIA, VOIA, I., PARASCHIV, I. :	**Studiul, solicitărilor în unele subansamble ale turbinelor hidraulice utilizind metoda elementului finit**	47
* * *	**Oamenii de știință și pacea**	52

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : dr. ing. Iacob Voia

SUMARE

CZ : 621.165

Cîrdu, M.: **De la 3 MW la 700 MW**

În lucrare sînt descrise pe scurt etapele de dezvoltare a fabricației turbinelor cu abur în țara noastră începînd cu prima turbină de 3 MW, executată la Întreprinderea de construcții de mașini din Reșița, care a fost pusă în funcțiune în anul 1952, pînă în prezent cînd se găsesc în execuție la Întreprinderea de mașini grele București, turbine cu diverse utilizări și puteri pînă la 700 MW cît au grupurile destinate primei centrale nuclearo-electrice ce se va construi în România.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 7 fig., 1 tab., 21 ref. bibl.

CZ : 621.18

Neaga, C.: **Aprinderea particulei de șist bituminos în prezența gazelor de ardere ale combustibilului de aport**

În lucrare se analizează influența mărimii participației calorice a combustibilului de aport asupra aprinderii particulei de șist bituminos, admițînd un model fizic superior celui din lucrarea [1]. În urma rezolvării numerice a sistemului de ecuații s-au trasat caracteristicile dinamice ale aprinderii, din care s-au extras valorile timpului de aprindere pentru variantele analizate, găsindu-se o dependență de proporționalitate inversă între timpul de aprindere și participația calorică a gazului natural ; datele obținute servesc în proiectarea și exploatarea generatoarelor de abur destinate utilizării combustibililor solizi inferiori.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 5 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.135

Hobeanu, Gh. C.: **Fundamentarea fizică și construcția profilelor de palete.**

Formulînd ipoteze asupra proceselor energetice din partea profilată a turbomașinilor, lucrarea prezintă o metodă originală care permite descrierea analitică a oricărui tip de profil. În acest fel se deschide posibilitatea prelucrării automate a datelor atît în faza de proiectare cît și în cea de fabricație (execuție, control, recepție).

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 7 fig., 1 ref. bibl.

CZ : 621.135

Hobeanu, Gh. C.: **Particularitățile turbomașinilor termice utilizate în valorificarea temperaturilor mici și mijlocii**

În lucrare se examinează elementele specifice realizării turbinelor termice cu randamente ridicate. Se indică alegerea parametrilor și se stabilesc relații de calcul care asigură legătura principalelor mărimi funcționale și constructive ale treptei de turbină. Sînt prezentate exemple numerice și se trag concluzii cu privire la ansamblul măsurilor care trebuiesc avute în vedere în acțiunea valorificării temperaturilor mici și mijlocii din filiera căldură — lucru mecanic.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 3 fig., 3 tab., 1 ref. bibl.

CZ : 621.313.333

Berwanger, E. A.: **Calculul numeric al influenței efectului pelicular asupra parametrilor rotorului mașinilor asincrone cu înfășurare în colivie**

În lucrare se prezintă și se analizează critic principalele metode de calcul folosite pentru determinarea influenței efectului pelicular asupra parametrilor rotorului mașinilor asincrone cu înfășurare în colivie. Se expune o metodă de calcul nouă bazată pe teoria liniilor electrice lungi, aplicabilă oricăror tipuri de bare rotorice. Metoda a fost testată pentru bare de formă trapezoidală, indicîndu-se modul practic de utilizare a ei. În final este listat subprogramul elaborat de autor în limbaj FORTRAN.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 9 fig., 8 ref. bibl.

CZ : 621.22

Voia, I.: **Aplicarea rețelei plane de profile la studiul rotorilor radial-axiali ai mașinilor hidraulice**

Transformarea conformă a paletelor rotorului în rețele plane de profile permite studiul și generarea paletei rotorului. Se exemplifică, cu rezultatele privind parametrii regimului optim, analiza cinematicii curentului în rotor, modificarea geometriei paletei și influența asupra parametrilor hidrodinamici, obținute prin aplicarea metodei și experimentări în laborator.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 14 fig., 1 tab., 6 ref. bibl.

CZ : 621.22

Kolati, I., Butaru, I.: **Calculul curgerilor axial-simetrice din mașinile hidraulice cu metoda elementelor finite**

În lucrare se prezintă rezolvarea ecuației Laplace pentru cazul curgerilor axial-simetrice cu metoda elementelor finite. Indiferent de forma domeniului, algoritmul de calcul a fost cuprins în programul „Axim-Fi". În final, se prezintă cîmpul hidrodinamic din zona rotorului unei turbine radial-axiale, cîmp calculat cu acest program. Programul necesită puține date de intrare și poate fi rulat pe un calculator Felix C 256, sau similar.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 10 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 621.24

Gheorghiță, L.: **Probleme și soluții în concepția unui rotor de turbină hidraulică tip F 310**

Se tratează unele probleme care au apărut în concepția unui rotor model de turbină Francis de rigiditate sporită, pentru domeniul de căderi 220—310 m și în special problemele legate de adoptarea muchiei de ieșire și a cîmpului hidromecanic bi sau monodimensional, precum și utilizarea calculului programat la o metodă care cu tot caracterul ei parțial grafic, reclamă un foarte mare volum de calcule. Se determină soluțiile adecvate situației și se recomandă în final căi de îmbunătățire pentru un nou rotor axat pe osatura primului rotor calculat și experimentat în cadrul CCSITEH Reșița.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 1, 2 fig., 2 tab., 15 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 621.165

Cîrdu, M.: **From 3 MW to 700 MW**

The author makes a short presentation of the development stages of the steam turbine production in our country starting with the first 3 MW turbine made by the Mechanical Engineering Enterprise in Reşiţa and commissioned in 1952, up to the present stage when the Bucharest Heavy Machine Enterprise is manufacturing turbines of various uses and powers up to 700 MW, as those designed to equip the first nuclear electric power station to be built in Romania.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 7 fig., 1 table, 21 bibl. papers

---

DC : 621.18

Neaga, C.: **Bituminous Shale Particle Ignition in the Presence of the Supply Fuel Roast Gas**

The paper analyses the influence of caloric participation magnitude upon the bituminous shale particle ignition, admitting a physical model above that of paper (1). Following the numerical solving of the equation system, the ignition dynamic characteristics were established, and the ignition time values for the analysed versions were extracted therefrom, an inverse proportionality dependence being found between the ignition time and the caloric participation of natural gas ; the data obtained are used in the design and operation of steam generators fired with low grade solid fuels.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 5 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.135

Hobeanu, Gh. C.: **Physical Foundation and Structure of Blade Profiles**

The paper presents an original method enabling the analytical description of any profile type, while working out hypotheses on the power processes occuring in the profiled section of turbine machines. The possibility is thus led in of automatic data processing both in the design and in the production (execution, check-up, acceptance) stage.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 7 fig., 1 bibl. paper

---

DC : 621.135

Hobeanu, Gh. C.: **Peculiarities of Heat Turbine Machines Used in Turning to Account Low and Average Temperatures**

The paper undertakes a study of the elements specific for achieving heat turbines of high efficiency. The choice of parameters is indicated and calculus relations are established securing the relationship between the main functional and structural magnitude of the turbine step. Numerical examples are given and conclusions are drawn concerning the set of measures to be taken into consideration when turning to account low and average temperatures by means of the heat-mechanical work way.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 3 fig., 3 tables., 1 bibl. paper

---

DC : 621.313.333

Berwanger, E. A.: **Digital Computation of the Skin Effect Influence upon the Rotor Parameters of Squirrel Cage Induction Motors**

The paper makes a presentation and critical analysis of the main computation methods used for determining the skin effect influence upon the rotor parameters of squirrel cage induction motors. A new computation method is presented based upon the transmission line theory applying to any rotor bar type. The method has been tested on trapezoidal bars, the practical manner to use it being also indicated. The end of the paper gives a listing of the subprogramme elaborated by the author in Fortran language.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 9 fig., 8 bibl. papers

---

DC : 621.22

Voia, I.: **Application of Plane Cascade Profiles to the Study of Radial-Axial Runners of Hydraulic Machines**

The isogonal transformation of the runner blades in the plane cascade profiles enables the study and construction of the runner blade. The examples given refer to results concerning the parameters of the optimum conditions, the analysis of the current kynematics within the runner, the blade geometry modification and the influence upon the hydrodynamic parameters ; the relevant results were obtained both by appplying the method and by laboratory experiments.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 14 fig., 1 table, 6 bibl. papers

---

DC : 621.22

Kolati, I., Butaru, I.: **Calculus of Axial-Symmetrical Flows Within Hydraulic Machines by Using the Finite Elements Method**

The paper presents the Laplace equation solution for axial-symmetrical flows by using the finite elements method. Irrespective of the range shape, the calculating algorithm has been included within the „Axim-Fi" programme. To conclude with, the paper presents the hydrodynamic field within the area of a radial-axial turbine runner calculated according to the relevant programme. The programme needs few input data and can be run on a Felix 256 computer or on a similar one.

Construcţa de maşini, 35 (1983), no. 1, 10 fig., 4 bibl. papers

---

DC : 621.24

Gheorghiţă, L.: **Problems and Solutions in Designing a F 310 Hydraulic Turbine Runner**

The paper deals with certain problems concerning the designing of a Francis turbine runner of increased rigidity corresponding to the 220—310 m head range ; the problems mainly refer to the adoption of on outlet edge and of a one— or two — dimensional hidrodynamic field, as well as to the use of the programmed computation for a method calling for a great volume of calculations, despite its partially graphic character. Proper solutions for the given situation are determined and improving methods are recommended for a new runner based upon the skeleton of a former one calculated and experimented within CCSITEH Reşiţa.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 2 fig., 2 tables, 15 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 621.165

Cîrdu, M. : **Depuis 3 MW à 700 MW**

L'ouvrage décrit succintement les étapes de développement de la fabrication des turbines à vapeur dans notre pays, en débutant par la première turbine de 3 MW — produite à l'Entreprise de construction mécaniques de Reşiţa et mise en fonction en 1952 —, jusqu'à la production actuelle de l'Entreprise de machines lourdes de Bucarest qui construit des turbines de diverses puissances et utilisations allant jusqu'à 700 MW ; ces dernières sont destinées aux groupes de la première centrale électrique nucléaire qui sera construite en Roumanie.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 7 fig., 1 tabl., 21 réf.

CD : 621.18

Neaga, C. : **L'inflammation de la particule de schiste bitumineux en présence des gaz de combustion du combustible d'appoint**

L'ouvrage analyse l'influence exercée par la magnitude de la participation calorique du combustible d'appoint sur l'inflammation de la particule de schiste bitumineux, en admettant un modèle physique supérieur à celui de l'ouvrage (1). Ayant réalisé la solution numérique du système d'équations, on a tracé les caractéristiques dynamiques de l'inflammation, dont on a extrait les valeurs du temps d'inflammation des variantes analysées ; on a établi une dépendance de proportionnalité inverse entre le temps d'inflammation et la participation calorique du gaz natural ; les données obtenues servent à la conception et à l'exploitation des génératrices de vapeur qui doivent utiliser des combustibles solides inférieurs.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 5 fig., 2 réf.

CD : 621.135

Hobeanu, Gh. C. : **L'étude physique de base et la construction des profils de palettes**

En formulant des hypothèses au sujet des processus énergétiques existant dans la partie profilée des turbo-machines, l'ouvrage présente une méthode originale qui permet de décrire analytiquement tout type de profil. De cette manière apparaît la possibilité de traiter automatiquement les données, aussi bien durant la phase des projets que celle de fabrication (exécution, contrôle, réception).

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 7 fig., 1 réf.

CD : 621.135

Hobeanu, Gh. C. : **Particularités des turbo-machines thermiques utilisées à la valorisation des températures faibles et moyennes**

L'ouvrage examine les éléments spécifiques à la réalisation des turbines thermiques à hauts rendements. On indique le choix des paramètres et on établit des relations de calcul susceptibles d'assurer la liaison des principales grandeurs fonctionnelles et constructives de l'échelon de turbine. On présente des exemples numériques et on tire des conclusions concernant l'ensemble des mesures dont on doit tenir compte en vue de valoriser les températures faibles et moyennes par la filière chaleur-travail mécanique.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 3 fig., 3 tabl., 1 réf.

CD : 621.313.333

Berwanger, E. A. : **Calcul numérique de l'influence exercée par l'effet pelliculaire sur les paramètres du rotor des machines asynchrones à enroulement en cage d'écureuil**

L'ouvrage présente et analyse de manière critique les principales méthodes de calcul servant à déterminer l'influence de l'effet pelliculaire sur les paramètres du rotor des machines asynchrones à enroulement en cage d'écureuil. On expose une nouvelle méthode de calcul reposant sur la théorie des lignes électriques longues, applicable à n'importe quel type de barres rotoriques. Cette méthode a été expérimentée aux barres de forme trapézoïdale et on indique le mode pratique de son utilisation. Finalement, on présente la liste du sous-programme élaboré par l'auteur en langage FORTRAN.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 9 fig., 8 réf.

CD : 621.22

Voia, I. : **Application du réseau plan de profils à l'étude des rotors radiaux-axiaux des machines hydrauliques**

La transformation conforme des palettes du rotor en réseaux plans de profils permet l'étude et la conception des palettes du rotor. On donne des exemples, avec résultats à l'appui, concernant les paramètres du régime optimal, l'analyse de la cinématique du courant dans le rotor, la modification de la géométrie de la palette et l'influence exercée sur les paramètres hydrodynamiques ; les résultats ont été obtenus en appliquant cette méthode en laboratoire et en effectuant des expérimentations.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 14 fig., 1 tabl., 6 réf.

CD : 621.22

Kolati, I., Butaru, I. : **Calcul de l'écoulement axial-symétrique dans les machines hydrauliques, en utilisant la méthode des éléments finis**

L'ouvrage présente la solution de l'équation Laplace pour le cas de l'écoulement axial-symétrique, en utilisant la méthode des éléments finis. Quelle que soit la forme du domaine, l'algorythme de calcul a été compris dans le programme „Axim-Fi". Finalement, on présente le champ hydrodynamique de la zone du rotor d'une turbine radiale-axiale, champ calculé à l'aide de ce programme. Requérant peu de données d'entrée, le programme peut être déroulé sur une calculatrice FELIX C-256 ou autre calculatrice semblable.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 10 fig., 4 réf.

CD : 621.24

Gheorghiţă, L. : **Problèmes et solutions au sujet de la conception d'un rotor de turbine hydraulique type F 310**

L'ouvrage s'occupe d'une série de problèmes issus lord de la conception d'un rotor-modèle de turbine Francis à rigidité accrue, dans le domaine des chutes de 220 à 310 m ; s'agit surtout des problèmes relatifs à l'adoption de l'arête de sortie et au champ hydrodynamique bi- ou mono-dimensionnel ; on s'occupe aussi du calcul programmé à une méthode qui — malgré son caractère partiellement graphique — réclame un important volume de calculs. On détermine les solutions appropriées à la situation et on recommande finalement les moyens d'améliorer un nouveau rotor axé sur l'ossature du premier rotor, calculé et expérimenté dans le cadre du CCSITEH — Reşiţa.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 2 fig., 2 tabl., 15 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.165

Cîrdu, M.: **Von 3 MW zu 700 MW**

Im Beitrag werden in gedrängter Form die Entwicklungsetappen im Bau der Dampfturbinen in Rumänien beschrieben, angefanget mit der ersten, im Maschinenbaubetrieb Reşiţa gebauten Turbine vom 3 MW, die 1952 in Betrieb gesetzt worden ist, bis in die Gegenwart, als im Schwermaschinenbetrieb Bukarest Turbinen bis 700 MW — die Leistung der Sätze, die für das erste Kernkraftwerk bestimmt sind, das in Rumänien errichtet wird- gebaut werden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 7 Fig., 1 Tab., 21 Lit.

DK : 621.18

Neaga, C.: **Die Zündung des Ölschieferteilchens in Anwesenheit der vom zugeführten Brennstoff anfallenden Feuergase**

Im Beitrag wird die Größe des vom zugeführten Brennstoff bewirkten Wärmebeitrags auf die Zündung des Ölschieferteilchens unter Annahme eines hochwertigeren physikalischen Modells gegenüber dem, das im Beitrag präsentiert wird [1], analysiert. Infolge der numerischen Lösung des Gleichungssystems wurden die dynamischen Zündungskennwerte festgelegt ; daraus wurden die Werte der Zündungszeit für die analysierten Varianten abgesondert und eine umgekehrt proportionale Abhängigkeit zwischen der Zündungszeit und dem Wärmebeitrag des Erdgases ermittelten Daten dienen zur Entwicklung und zum Betrieb der Dampferzeuger, die minderwertige Festbrennstoffe verfeuern.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 5 Fig., 2 Lit.

DK : 621.135

Hobeanu, Gh. C.: **Physikalische Begründung und Bau der Schaufelprofile**

Unter Annahme verschiedener Hypothesen hinsichtlich der energetischen Prozesse am profilierten Teil der Turbomaschinen, wird im Beitrag eine originäre Methode präsentiert, die eine analytische Beschreibung eines jeden Profiltyps ermöglicht. Somit wird die Möglichkeit zur automaten Verabeitung der Daten sowohl in der Entwicklungs- als auch in der Fertigungsphase (Ausführung, Nachprüfung, Übernahme) gegeben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 7 Fig., 1 Lit.

DK : 621.135

Hobeanu, Gh. C.: **Besonderheiten der in der Verwertung niedriger und mittelgroßen Temperaturen verwendeten thermischen Turbomaschinen**

Im Beitrag werden die für den Bau der leistungsstarken Wärmeturbinen kennzeichnenden Elemente untersucht. Es werden die Auswahl der Parameter empfohlen und Berechnungsbeziehungen ermittelt, welche die Verbindung der wichtigsten Betriebs- und Baugrößen der Turbinenstufe sichern. Es werden numerische Beispiele und Schlußfolgerungen hinsichtlich der Gesamtheit vom Maßnahmen, die in der Verwertung niedriger und mittelgroßer Temperaturen mittels der Wärme-mechanischer Arbeit zu berücksichtigen sind, veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 3 Fig., 3 Tab., 1 Lit.

DK : 621.313.333

Berwanger, E. A.: **Numerische Berechnung des Einflusses der Stromverdrängung auf die Laufradparameter der Asynchronmaschinen mit Käfigwicklung**

Im Beitrag werden die bekanntesten Berechnungsmethoden zur Bestimmung des Einflusses der Stromverdrängung auf die Laufradparameter der Asynchronmaschinen mit Käfigwicklung beschrieben und kritisch analysiert. Es wird eine neue Berechnungsmethode präsentiert, die auf die Theorie der Energieleitung beruht und für jedwelche Nutform anwendbar ist. Die Methode wurde für Keilstäbe geprüft. Im Beitrag wird auch ihre praktische Anwendung beschrieben. Abschließend wird auch das entsprechende vom Verfasser ausgearbeites FORTRAN — Programm veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 9 Fig., 8 Lit.

DK : 621.22

Voia, I.: **Anwendung der ebenen Profilgitter im Studium der radial-axialen Laufräder der hydraulischen Maschinen**

Din konforme Abbildung der Laufradschaufeln in ebenen Profilgittern ermöglicht das Studium und die Erzeugung der Laufradschaufel. Anhand der durch die Anwendung der Methode und der Laborversuche ermittelten Ergebnisse hinsichtlich der optimalen Betriebsparameter, werden die Stromkinematik im Laufrad, die Abänderung der Schaufelgeometrie und der Einfluß auf die hydrodynamischen Parameter veranschaulicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 14 Fig., 1 Tab., 6 Lit.

DK : 621.22

Kolati, I., Butaru, I.: **Die Berechnung des axial-symetrischen Durchflusses in den Wasserkraftmaschinen mit der Methode der finiten Elemente**

Im Beitrag wird die Lösung des Laplace-Satzes für den Fall der axial-symetrischen Durchflusse mit der Methode der finiten Elementen präsentiert. Der Berechnungsalgorithmus wurde — abgesehen von der Form des Gebiets — in das „Axim-Fi" — Programm eingeführt. Anschließend wird das hydrodynamische, mit diesem Programm berechnete Feld in der Laufradzone einer Francisturbine beschrieben. Das Programm erfordert wenige Eintrittsangaben und kann auf einem Rechner Felix C 256 oder einem ähnlichen Typ abgewickelt werden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 10 Fig., 4 Lit.

DK : 621.24

Gheorghiţă, L.: **Probleme und Lösungen in der Entwicklung eines Laufrades für eine hydraulische Turbine vom Typ F 310**

Im Beitrag werden einige Probleme behandelt, die mit der Entwicklung eines Modellaufrades für eine Francisturbine höherer Steifigkeit für einen Fallbereich zwischen 220 und 310 m und, vor alem, die Probleme, die mit der Wahl der ablaufenden Schaufelkante und des bi- und eindimensionalen hydrodynamischen Feldes wie auch mit der Verwendung der programmierten Berechnung für eine Methode, die trotz ihres zum Teil graphischen Charakters, einen großen Umfang von Berechnungen erfordert, verbunden sind. Es werden die passenden Lösungen ermittelt und die Wege empfohlen, die zur Entwicklung eines neuen Laufrades, durch die Verbesserung eines von CCSITEH Reşiţa berechneten und geprüften Rades führen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 2 Fig., 2 Tab., 15 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.165

Кырду, М. : **С 3 МВТ до 700 МВТ.**

В работе кратко описаны этапы развития изготовления паровых турбин в Румынии, начиная с первой турбины в 3 МВТ, изготовленной Машиностроительным Предприятием — Решица и пущенной в ход в 1952 г, и кончая нашими днями, когда изготовляют на Предприятии Тяжелого машиностроения — Бухарест турбины различного применения и мощностей до 700 МВТ, равных группам, предназначенным для первой атомно-электростанции, которую будут строять в Румынии.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1, 7 рис., 1 табл., 2 лит.

ДК : 621.18

Неага, К. : **Зажигание частицы битуминистых слоев в присутствии газов сгорания приточного топлива.**

В работе анализируется влияние величины калорического участия приточного топлива над зажиганием частицы битуминистых слоев, принимая повышенную физическую модель против модели из работы (1). В результате расчетного решения систем уравнений определены были динамические свойства зажигания, из которых выделены значения времени зажигания для анализированных вариантов ; нашли зависимость обратной пропорциональности между временем зажигания и коалорическим участием природного газа. Полученные данные применяются в проектировании и эксплуатации паровых генераторов на пониженном твердом топливе.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1, 5 рис., 2 лит.

ДК : 621.135

Хобеану, Г.К. : **Физическое обоснование и изготовление профилей лопасток.**

Формулируются гипотезисы об энергетических процессах с профильной стороны турбомашин, работа представляет оригинальный метод, содействующий аналитическому описанию любого типа профиля. Таким образом открывается перспектив автоматической переработки данных, как в пректной фазе, так и в производственной (исполнение, контроль, прием).

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1., 7 рис., 1 лит.

ДК : 621.135

Хобеану, Г. К. : **Свойства термических машин, используемые в освоении небольших и средних температур.**

В работе рассматриваются элементы, специфические реализации термических турбин с повыщенным к п д. Дается выбор параметров и определяются расчетные соотношения, обеспечивающие связь главных функциональных и конструктивных величин ступени турбин. Представлены числовые примеры и даются выводы о группе мер, которые должны учитывать в освоении небольших и средних температур путем теплоты и механической работы.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1, 3 рис., 3 табл. 1 лит.

ДК : 621.313 : 333

Бервангер, Е.А. : **Числовый расчет влияния пленочного эфекта над параметрами рабочего колеса асинхронных машин с клеточной обмоткой.**

В работе представляются и критически анализируются главные расчетные методы определения влияния пленочного эфекта над параметрами рабочего колеса асинхронных машин с клеточной обмоткой. Представляют новый расчетный метод, основанный на теории длинных электродиний, применяемый для любого типа рабочих колесных брусов. Метод испытали для брусов трапецоидальной формы с указанием практического пути его применения. Дан список подпригаммы, разработанной автором на языке ФОРТРАН.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1, 9 рис., 8 лит.

ДК : 621.22

Воя, Я. **Применение плоской решетки профилей при исследовании радиально — осевых рабочих колес гидромашин.**

Конформное претворение лопастей рабочих колес в плоские решетки профилей позволяет исследование и создание лопасти. Приводятся примеры с результатами о параметрах оптимального режима, об анализе кинематики потока в рабочем колесе, об изменении геометрии лопасти и влиянии над гидродинамическими параметрами, полученными применением данного метода и экспериментами в лаборатории.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1, 14 рис., 1 табл., 6 лит.

ДК : 621.22

Колати, И., Бутару, И. : **Расчет аксиально-симметрических протеканий в гидромашинах методом конечных элементов.**

В работе изложено решение уравнения Лапласса для случая аксиально-симметрических протеканий методом конечных элементов. Независимо от формы областей, расчетный алгоритм был включен в программу „Аксим-фи". В конце, изложено гидродинамическое поле в полосе рабочего колеса радиально-осевого типа, поле, расчитанное этой программой. Программа требует мало входных данных и может быть проведена на ЭВМ феликс-266, или подобной.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1, 10 рис., 4 лит.

ДК : 621.24

Георгицэ, Л. : **Вопросы и решения при проектировании рабочего колеса гидротурбины, типа Ф-310.**

Обсуждаются некаторые вопросы, возникающие при разработке модельного рабочего колеса турбины типа франсиса, повышенной жесткости, предназначенного для напоров 210—310 м., главным образом связанные с очертанием выходной кромки, двух или одноразмерного гидродинамического поля, а также с применением программированного расчета к методу, который независимо от его частичного графического характера, требует огромного объема расчетов. Определяются подходящие решения данного случая и рекомендуются пути улучшения нового рабочего колеса на основе первого рабочего колеса, раньше проектированного и испытанного в рамках CCSITEH — Решица.
„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 1, 2 рис., 2 табл., 15 лит.

CZ : 621.22

Kolati, I., Voia, I., Butaru, I.: **Mişcări potenţiale prin reţele plane de profile calculate cu metoda elementelor finite**

O metodă generală de obţinere a cîmpurilor de curgere ideale este rezolvarea ecuaţiei Laplace cu metoda elementelor finite. În lucrare se prezintă o metodă de calcul a condiţiilor la limită Dirichlet pentru funcţia de curgere, în cazul domeniilor multiplu-conexe. Se compară rezultatele obţinute prin metoda expusă cu cele obţinute din legea de conservare a impulsului şi cu măsurări experimentale.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 1, 8 fig., 2 tab., 7 ref. bibl.

CZ : 621.24

Marton, Natalia, Voia, I., Paraschiv, I.: **Studiul solicitărilor în unele subansamble ale turbinelor hidraulice utilizînd metoda elementului finit**

În lucrare se prezintă utilizarea metodei elementului finit, în calculul de rezistenţă al structurilor liniar-elastice solicitate static. Metoda, concretizată în programul de calcul SAP-2, s-a folosit la analiza solicitărilor unor subansamble ale turbinelor hidraulice.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 1, 5 fig., 4 ref. bibl.

DC : 621.22

Kolati, I., Voia, I., Butaru, I.: **Potential Movements through Plane Cascade Profiles Computed According to the Finite Elements Method**

Laplace's equation solved according to the finite elements method is a general solution for obtaining ideal flow fields. The paper presents a computing method of the Dirichlet limit cinditions for the flow function in case of multiple-connected fields. The results obtained by applying the given method are compared with those resulting from the momentum conservation law and with experimental measurements.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 8 fig., 2 tables., 7 bibl. papers

---

DC : 621.24

Marton, Natalia, Voia, I., Paraschiv, I.: **Study Concerning the Stress in Certain Subassemblies of Hydraulic Turbines with the Finite Element Method**

The paper presents the use of the finite element method for the structural analysis of linear-elastic structures undergoing static stress. The method materialized in the SAP-2 computing programme was used for the stress analysis of certain hydraulic turbine subassemblies.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 5 fig., 4 bibl. papers

---

CD : 621.22

Kolati, I., Voia, I., Butaru, I.: **Mouvements potentiels par réseaux plans de profils calculés à l'aide de la méthode des éléments finis**

La solution de l'équation Laplace à l'aide de la méthode des éléments finis constitue une méthode générale d'obtention des champs d'écoulement idéaux. L'ouvrage présente une méthode de calcul des conditions à limite Dirichlet pour la fonction d'écoulement, dans le cas des domaines multiple-connexes. On compare les résultats obtenus avec cette méthode avec ceux résultant de la loi de conservation de l'impulsion et avec les mesures expérimentales.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 8 fig., 2 tabl., 7 réf.

CD : 621.24

Marton, Natalia, Voia, I., Paraschiv, I.: **L'étude des contraintes dans certains sous-ensemble des turbines hydrauliques, en utilisant la méthode de l'élément fini**

L'ouvrage présente l'utilisation de la méthode de l'élément fini dans le calcul de résistance des structures linéaires-élastique exposées aux contraintes statiques. Appliquée au programme de calcul SAP-2, cette méthode a été utilisée à l'analyse des contraintes de certains sous-ensembles des turbines hydrauliques.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 1, 5 fig., 4 réf.

DK : 621.22

Kolati, I., Voia, I., Butaru, I.: **Potentielle Bewegungen durch ebene Profilgitter, berechnet mit der Methode der finiten Elemente**

Eine allgemeine Methode zur Erzielung der idealen Strömungsfelder ist die Lösung des Laplace-Satzes durch das Verfahren der finiten Elemente. Im Beitrag wird eine Methode zur Berechnung der Bedingungen bei der Dirichlet-Grenze für die Strömungsfunktion im Fall der mahrfach geschalteten Bereiche beschrieben. Es werden die mit der beschriebenen Methode ermittelten Ergebnisse mit denjenigen, die aus dem Gesetz von der Erhaltung der Bewegungsgröße des Impulses und anhand der experimentellen Bemessungen erzielt wurden, verglichen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 8 Fig., 2 Tab., 7 Lit.

DK : 621.24

Marton, Natalia, Voia, I., Paraschiv, I.: **Die Untersuchung der Beanspruchungen in einigen Bauteile der hydraulischen Turbinen unter Anwendung der Methode der finiten Elemente**

Im Beitrag wird die Anwendung der Methode der finiten Elemente in der Berechnug des Widerstandes der statisch beanspruchten linear-elastischen Strukturen beschrieben. Die Methode, die im Berechnungsprogramm SAP-2 konkretisiert ist, wurde in der Analyse der Beanspruchungen einiger Bauteile der hydraulischen Turbinen verwendet.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 1, 5 Fig., 4 Lit.

ДК : 621.22

Колати, И., Воя, И., Бутару, И.: **Потенциальные движения плоских профильных сетей, расчитанных по методу конечных элементов.**

Общий метод получения идеальных полей потока является решением уравнения Лапласса методом конечных элементов. Работа представляет расчетный метод предельных условий Дириште для функций протекания, в случае многосторонне сходных областей. Сравнивают полученные представленным методом результаты с результатами закона сохранения импульса и с опытными измерениями.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 1, 8 рис., 2 табл., 7 лит.

ДК : 621. 24

Мартон, Наталия, Воя, Я., Параскив, И.: **Изучение усилий у некоторых узлов гидротурбин, по методу конечного элемента.**

Работа представляет применение метода конечного элемента в расчете прочности линейно-эластичных структур, подвергаемых статическим усилиям. Метод, конкретизированный в расчетной программе САП-2, был использован при анализе усилий ряда уздов гидротурбин.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 1, 5 рис., 4 лит.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

CZ : 621.165

De la 3 MW la 700 MW
(Scurt istoric al fabricației turbinelor cu abur)

Ing. Mircea **CÂRDU** — Institutul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru echipamente energetice și mașini de ridicat, (I.C.S.I.T.E.E.M.R.) — București

S-au scurs trei decenii de cînd a fost realizată în țară, la Întreprinderea de construcții de mașini din Reșița, prima turbină cu abur, punîndu-se în acest fel bazele industriei constructoare de turbomașini energetice în România.

Autorul a participat la activitatea de proiectare a turbinelor cu abur, în perioada din anul 1959 pînă în prezent și va trece în revistă, pe scurt, în cele ce urmează, evoluția fabricației turbinelor cu abur în țara noastră, cu marcarea celor mai importante momente care au jalonat această evoluție.

Dezvoltarea industriei naționale, după naționalizarea ei în anul 1948, a presupus crearea în primul rînd a unei baze energetice, care să poată susține ritmurile de creștere preconizate în cadrul primului plan cincinal. Astfel a rezultat sarcina că la uzinele din Reșița, unele din cele cu tehnicitatea cea mai ridicată din țară în acea perioadă, să se realizeze turbine cu abur, destinate antrenării generatoarelor electrice sau altor mașini, ca de exemplu turbosuflante pentru alimentarea cu aer a furnalelor din industria siderurgică.

Începutul în acest domeniu a fost marcat prin fabricarea primei turbine cu abur de tip AP 3-1*), pusă în funcțiune în anul 1952 la Întreprinderea chimică „Victoria" de la Ucea. Turbina era de tipul cu condensație și o priză de abur reglată, avînd parametrii aburului la intrare de 35 ata, 435°C, presiunea la priza reglată în domeniul $1 \div 3{,}5$ ata și presiunea la condensator de 0,05 ata și antrena prin cuplare directă (la turația de 3000 rot/min) un generator electric cu puterea la borne de 3 MW.

În continuare a fost fabricat un număr mare de turboagregate cu turbine AP 3-1, ele fiind destinate în principal alimentării cu energie electrică și termică a întreprinderilor din industria chimică. Cîteva turboagregate de acest tip au fost exportate în Republica Populară Chineză și Republica Populară Mongolă.

Figura 1 reprezintă un turboagregat cu turbină AP 3-1 instalat într-o centrală electrică de termoficare.

*) Pentru explicarea simbolizării tipurilor de turbine, în funcție de parametrii aburului, puterea unitară, etc., a se vedea lucrările [10] și [13].

Ultima turbină cu abur AP 3-1 a fost pusă în funcțiune la Întreprinderea siderurgică de la Călan în anul 1962.

Necesitățile economiei naționale au impus dezvoltarea și diversificarea fabricației de turbine cu abur, atît pentru satisfacerea cerințelor interne, cît și pentru livrarea la export a unor mașini de înaltă tehnicitate și în consecință de valoare ridicată. A fost astfel realizată turbina AC 3 (cuplată cu turbogenerator de MW) care a fost pusă în funcțiune în anul 1957 la Podari. În aceeași perioadă a început fabricația turbinelor ACS 4,5 și a turbosuflantelor de aer antrenate de acestea, din care primul exemplar a fost pus în funcțiune în anul 1958, în Republica Populară Chineză. În perioada pînă în anul 1961, au fost puse în funcțiune 24 astfel de turboagregate de 4,5 MW atît în Republica Populară Chineză, cît și la întreprinderile siderurgice din țară de la Reșița și Călan.

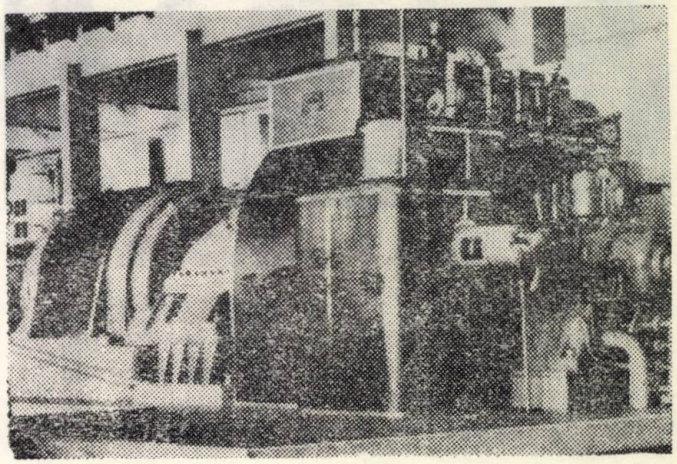


Fig. 1 Turboagregat de 3 MW cu turbină cu abur AP 3-1

În figura 2 este reprezentat un turboagregat cu turbină cu abur ACS 4,5, instalat într-o unitate industrială din Republica Populară Chineză.

Gama de turbine a fost diversificată, în continuare, în domeniul de puteri de la 2,5 MW la 10 MW, realizîndu-se, după necesități tipuri cu condensație și cu contrapresiune, fără sau cu (maxim două) prize de abur reglate. Toate aceste turbine foloseau abur cu para-

metri 35 ata. 435°C*) și aveau turația de 3000 rot/min, în cazul cînd foloseau la antrenarea generatoarelor electrice. Numai turbinele ACS 4,5 și ACS 10 erau destinate antrenării de turbosuflante pentru aer (pentru alimentarea furnalelor) și aveau turația variabilă în limitele 2200 ÷ 3000 rot/min (ACS 4,5) și respectiv 3000 ÷ 3600 rot/min (ACS 10).

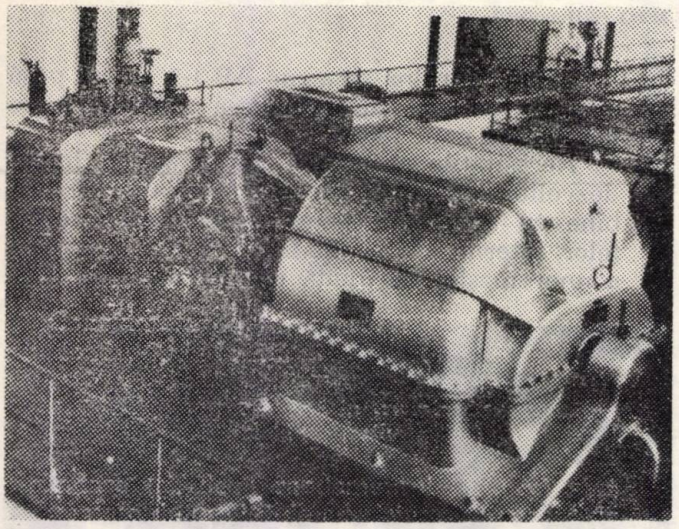


Fig. 2 Turboagregat de 4,5 MW cu turbină cu abur ACS 4,5 și turbosuflantă AK 1300 — III

În figura 3 este redată vederea generală (machetă) a instalației turboagregatului de 6 MW cu turbină AS 6, reprezentativă pentru seria de turbine cu puteri între 2,5 MW și 10 MW (cu turația de 3000 rot/min) construite la I.C.M. Reșița.

În anul 1962 a fost pusă în funcțiune, la Rîmnicu-Vîlcea, prima turbină cu contrapresiune de 1 MW, destinată antrenării de generatoare electrice și livrării de abur industrial cu presiunea de 4 ± 1 ata. Această turbină se deosebește de cele din seria descrisă mai sus, atît prin parametrii aburului la intrare (15 ata, 345°C), cît și prin turația nominală (5925 rot/min), antrenarea generatorului electric (cu turația de 3000 rot/min) făcîndu-se prin intermediul unui reductor de turație.

Pentru alte utilizări decît cele energetice și din industria siderurgică, au fost realizate turbine cu abur cu puteri pînă la 150 kW. Astfel turbinele cu cea mai mică putere realizate la I.C.M. Reșița au fost cele de 0,5 kW, cu parametrii aburului la intrare de 8—16 ata, 240°C (maxim) și contrapresiunea de 1 ats. și erau destinate antrenării generatoarelor electrice la turația de 3750 tipuri de locomotive cu abur fabricate în țară. Au mai fost realizate turbine de 7 kW, pentru antrenarea pompelor de ulei de avarie din instalațiile turbinelor cu abur energetice, precum și turbine de 150 kW, pentru antrenarea pompelor de alimentare a unor cazane de abur.

Toate turbinele descrise mai sus au fost proiectate în concepție proprie și unele din ele (peste 30) au fost livrate la export în Republica Populară Chineză și Republica Populară Mongolă, cum s-a arătat, precum și în India, Egipt și Turcia.

În procesul de realizare în concepție proprie, au fost rezolvate în mod original probleme de calcul și constructive, dintre care unele au fost tratate și în literatura tehnică de specialitate, ca de exemplu în lucrările [1], [8], [11], [12], [15], [16], [18].

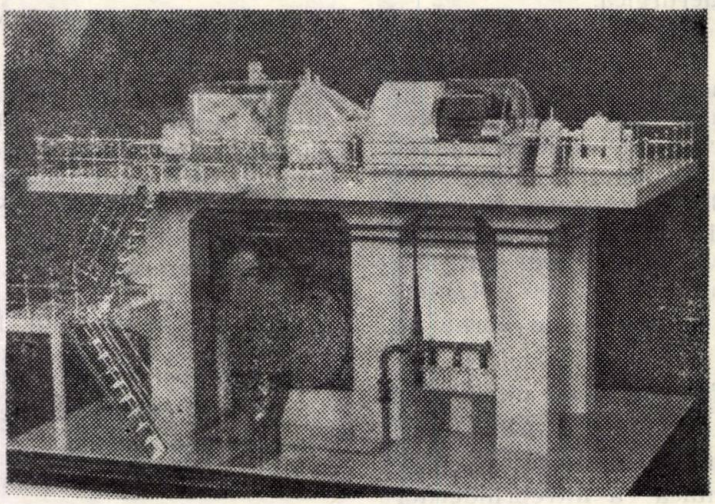


Fig. 3 Instalația turboagregatului de 6 MW cu turbină AS 6 (machetă)

Progresul susținut al industriei a creat cerințe pentru turboagregate cu puteri unitare mai mari și parametri ai aburului mai ridicați, pentru a se asigura economicitate maxi-

*) În lucrare se folosesc unitățile de măsură din documentațiile tehnice ale turbinelor.

mă instalațiilor termice și energetice în care acestea erau montate. În consecință s-a făcut saltul calitativ necesar prin trecerea la palierele de puteri de 12 MW și 50 MW și la parametrii aburului la intrare de 90 ata, 535°C (pentru palierul de 12 MW) și respectiv 130 ata, 565°C (pentru palierul de 50 MW).

Prototipurile pentru aceste paliere de puteri au fost turbinele cu condensație și două prize reglate de tip CSL 12 și DSL 50, ale căror documentații de execuție au fost elaborate pe baza unor documentații de referință din U.R.S.S. de la uzinele KTZ din Kaluga (pentru turbina de 12 MW) și LMZ din Leningrad (pentru turbina de 50 MW) [4].

Prima turbină CSL 12 a fost pusă în funcțiune în anul 1966 la Suceava, iar prima turbină DSL 50 a fost pusă în funcțiune în anul 1967 la Govora.

Pentru palierul de puteri de 12 MW a fost creată o serie de cinci tipuri de turbine (inclusiv CSL 12), cu condensație pură, condensație și două prize de abur reglate și respectiv contrapresiune și o priză de abur reglată, pentru parametrii aburului la intrare de 90 ata, 535°C, cît și pentru 35 ata, 435°C. Dintre acestea, cinci turboagregate cu turbine ASL 12 au fost exportate în Republica Populară Chineză.

Pînă la transferarea completă a fabricației de turbine cu abur de la I.C.M. Reșița la Întreprinderea de mașini grele București (I.M.G.B.), fapt petrecut în perioada de la mijlocul deceniului 1971—1980 [17], au fost fabricate peste 170 turbine cu abur cu puteri între 1 MW și 50 MW (22 tipodimensiuni) și un număr important de turbine între 0,5 kW și 150 kW.

Transferarea fabricației amintită s-a făcut, ca uramare a construirii la I.M.G.B. a unei noi și moderne fabrici de turboagregate, a cărei înființare are la bază rațiuni legate de creșterea cerințelor de turboagregate pentru diversele industrii în curs de dezvoltare (chimică, metalurgică, alimentară, prelucrarea lemnului etc.), precum și de atingerea de către industria constructoare de mașini a unui nivel tehnic capabil să asigure fabricarea în țară a tuturor turboagregatelor necesare economiei naționale, inclusiv cele de mare putere pentru sectorul energetic.

În legătură cu această ultimă problemă, în anul 1968 a fost achiziționată licența de fabricație pentru turbina cu abur de 330 MW de la întreprinderea Rateau-Schneider din Franța. În paralel au fost achiziționate licențele de fabricație pentru generatorul electric de 330 MW de la întreprinderea Alsthom — Franța și pentru aparatele schimbătoare de căldură (condensator, preîncălzitoare) ale instalației turboagregatului de 330 MW, de la întreprinderea Delas — Franța.

Primul turboagregat de 330 MW cu turbină FlC 330 [5], fabricat la I.M.G.B., a fost pus în funcțiune în anul 1976 la Centrala termoelectrică (CTE) Rovinari.

Turboagregatul de 330 MW constituie la ora actuală unitatea de bază a sectorului energetic al economiei naționale, pînă în prezent fiind puse în funcțiune opt blocuri energetice cu turbine FlC 330, executate la I.M.G.B., în centralele termoelectrice de la Rovinari, Turceni și Brăila. În perioada următoare vor mai fi puse în funcțiune șapte asemenea turboagregate în C.T.E. Turceni și în C.T.E. Anina, care vor utiliza drept combustibil șisturi bituminoase.

În instalația blocului energetic de 330 MW se găsește și o turbină cu condensație de 12 MW tip RC 12, care antrenează pompa principală de alimentare a cazanului de abur de 1035 t/h. Toate aceste instalații, realizate sau în curs de execuție, sînt echipate cu astfel de turbine, care în primă etapă au fost fabricate la I.C.M.R., iar în prezent se execută la I.M.G.B.

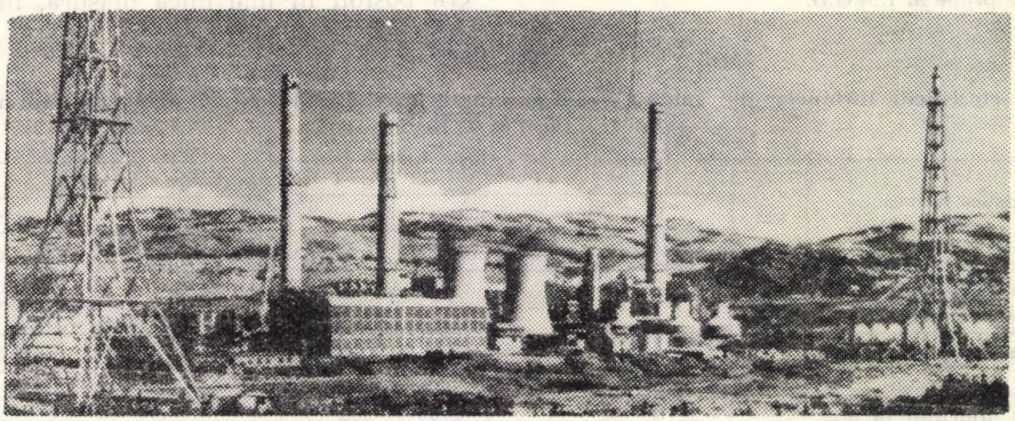


Fig. 4 Centrala electrică de termoficare a rafinăriei Banias din Siria echipată cu turbine de 12 MW tip CTR 12

Transferarea fabricației turbinelor cu abur de la I.C.M.R. la I.M.G.B., pe baza documen-

tației tehnice existente la I.C.M.R., a început cu turbina DSL 50, din care primul exemplar executat la I.M.G.B., a fost pus în funcțiune la centrala electrică de termoficare (C.E.T.) de la Oradea, în anul 1974. Tot după documentația existentă la I.C.M.R., au fost executate la I.M.G.B. cele patru turboagregate de 12 MW, cu turbine CTR 12, care echipează C.E.T. a rafinăriei de la Banias din Siria și care au fost puse în funcțiune în anii 1979—1980.

În figura 4 este reprezentată vederea generală a C.E.T. de la rafinăria Banias din Siria, echipată cu patru turboagregate cu turbine CTR 12.

Pe lîngă fabricarea, în continuare, la I.M.G.B., a turbinelor DSL 50, pentru obiectivele din industria chimică au fost proiectate și sînt în curs de execuție și punere în funcțiune două tipuri de turbine de 50 MW cu contrapresiune (DKU 50 și DKUL 50) [5].

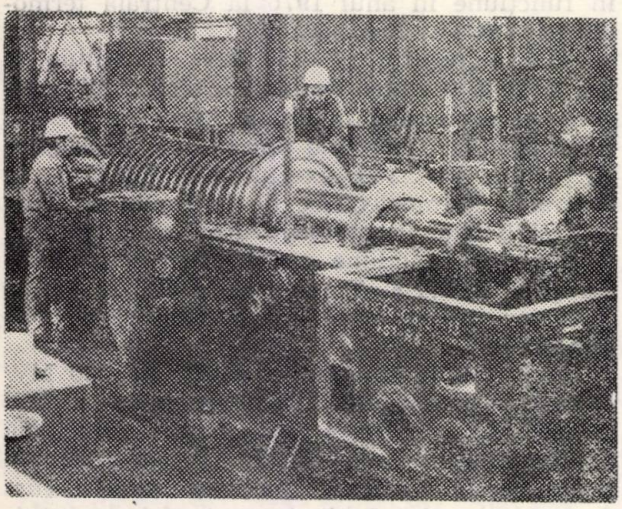


Fig. 5 Turbina cu abur DKU 50 în montaj pe standul de probe al I.M.G.B.

Figura 5 conține o vedere a turbinei DKU 50 în timpul montajului pe standul de probe finale al I.M.G.B.

Pentru termoficarea marilor centre urbane din țara noastră a fost necesară realizarea unor turbine de termoficare de mare capacitate. A fost astfel creată turbina cu abur de 150 MW cu condensație și o priză reglată pentru termoficare urbană [6]. Prototipul acesteia, realizat la I.M.G.B., a fost pus în funcțiune la C.E.T. Palas (Constanța) în anul 1978. A doua turbină de acest tip este în curs de finalizare și va echipa C.E.T. Craiova.

Creșterea capacității furnalelor la noile obiective siderurgice a condus la creșterea, în consecință, a performanțelor turbosuflantelor de aer care le servesc. Pentru satisfacerea acestor cerințe, au fost realizate turbosuflante antrenate de turbine cu abur de 12 MW și 30 MW, de tip ACS 12 și ACS 30. Primul agregat cu turbină ACS 12 a fost pus în funcțiune la Combinatul siderurgic Călan în anul 1980, iar prototipul turbinei ACS 30 a fost pus în funcțiune la Combinatul siderurgic Galați, în anul 1981.

Pentru seria de turbine cu puteri între 2,5 MW și 12 MW, pe baza unui studiu privind tipizarea acestora, a rezultat ca oportună reproiectarea tipodimensiunilor executate la I.C.M.R. și restrîngerea numărului de tipodimensiuni, în concordanță cu cerințele impuse de acțiunile mai largi de tipizare care au avut loc în ultimii ani în întreaga industrie. Este de menționat că și la I.C.M.R. turbinele respective au fost construite în ideea unei tipizări cît mai avansate [20], însă acest lucru era posibil în mai mică măsură, întrucît pro-

Tabelul 1

Caracteristicile turbinelor din gama tipizată cu puteri între 2,5 MW și 12 MW (3000 rot/min) fabricate la I.M.G. București

Caracteristica tehnică	UM	Tipul turbinei									
		Turbine cu condensație					Turbine cu contrapresiune				
		AT 3	AT 6	ASL 12	CSL 12	CTR 12	AKR 2.5	AKTR 4	AKSR 6	AKTR 6	CKTR 12
Puterea nominală (la bornele generatorului)	MW	3	6	12	12	12	2,5	4	6	6	12
Presiunea aburului la admisie	bar	35	35	35	90	90	35	35	35	35	90
Temperatura aburului la admisie	°C	435	435	435	535	535	435	435	435	435	535
Presiunea nominală la priza reglată I	bar	15	15	10	13	15	—	10	10	15	15
Presiunea nominală la priza reglată II	bar	—	—	1,2	1,2	7	—	—	—	—	—
Presiunea la evacuare (condensator sau contrapresiune)	bar	0,05	0,05	0,05	0,07	0,05	7	7	5	7	7

iectarea turbinelor în cauză se făcea pe măsura apariției necesității lor, neexistînd în acest fel o vedere de ansamblu asupra întregii game de tipodimensiuni. Pentru asimilarea în fabricație la I.M.G.B. a acestor turbine, s-a avut în vedere ansamblul tipodimensiunilor necesare și a fost proiectată în consecință gama tipizată cu parametrii cuprinși în tabelul 1.

Pe lîngă atingerea unui grad de tipizare maxim, prin proiectarea noii game, au fost prevăzute și soluții constructive și tehnologice mai productive și economice, posibil de aplicat în condițiile dotării moderne a acestei întreprinderi. Amintim, dintre acestea, diafragmele sudate incluzînd ajutaje turnate la precizie, rotori monobloc, diafragmele de reglare rotative cu inel interior (soluție originală), etc.

Este de menționat și faptul că, spre deosebire de turbinele cu abur construite la I.C.M.R., care erau prevăzute cu sisteme de reglare mecano-hidraulice, turbinele construite la I.M.G.B. sînt, în marea lor majoritate, prevăzute cu sisteme de reglare electrohidraulice, caracterizate prin performanțe superioare în ceea ce privește numărul de funcții pe care le pot îndeplini, precum și gradul de sensibilitate. Regulatoarele electro-hidraulice, pentru toate turbinele cu abur care se fabrică la la I.M.G.B., se execută în regim de microproducție, la Institutul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru echipamente energetice și mașini de ridicat, unde se realizează toate lucrările de cercetare și proiectele tehnice și de execuție pentru aceste turbine, mașinile antrenate de ele (generatoare electrice, turbosuflante, pompe de alimentare) și instalațiile auxiliare acestora (condensatoare preîncălzitoare, instalații de ulei, instalații de vid etc.).

Fabricația turbinelor cu abur din gama tipizată a început practic prin realizarea prototipurilor (2 buc.) turbinei de 6 MW, cu contrapresiune și o priză reglată de tip AKTR 6, care au fost puse în funcțiune în anul 1981 la fabrica de zahăr de la Roman.

Figura 6 reprezintă un turboagregat de 6 MW cu turbină AKTR 6, în centrala de termoficare a fabricii de zahăr de la Roman.

Au fost fabricate, pînă în prezent, turbine de diverse tipuri din cadrul acestei game, de remarcat fiind turbinele AS 7 — TH*) (2 buc.) exportate în Egipt și turbinele CTR 12 (2 buc.) exportate în Turcia.

Pe măsura adîncirii crizei hidrocarburilor, în cadrul acțiunilor privind recuperarea energiei în instalațiile industriale, au fost elaborate și scheme tehnologice care includ turbine cu abur de construcție specială, sau cu parametri diferiți de cei întîlniți în tabloul gamei tipizate. Astfel a fost elaborat proiectul instalației de recuperare a energiei aburului din industria siderurgică, prevăzută cu turbină cu abur SL 25 [18]. Execuția primei instalații de acest tip este în curs de finalizare, ea fiind destinată Combinatului siderurgic Călărași.

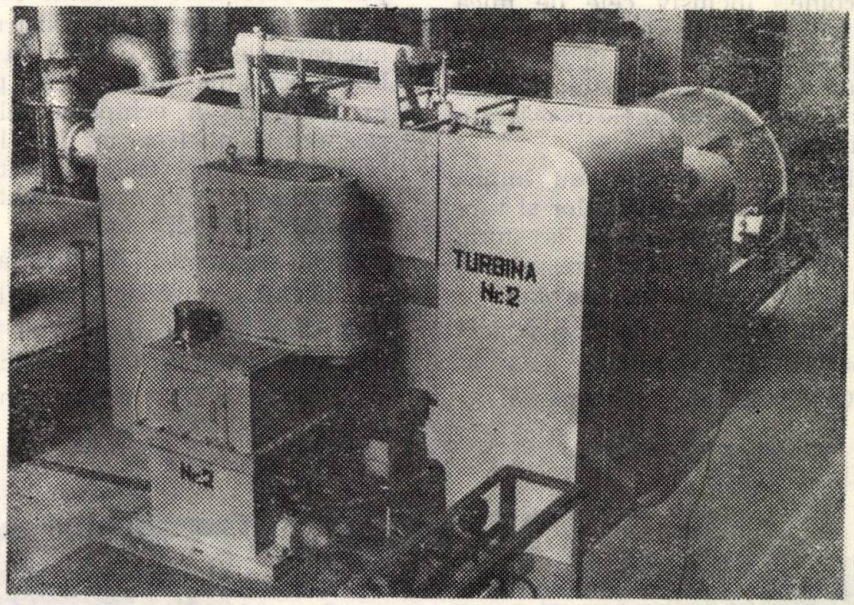


Fig. 6 Turboagregat de 6 MW cu turbină cu abur AKTR 6

O altă instalație de recuperare a energiei aburului este cea cu turbină de tip SL 2, prototipul ei (în curs de execuție) fiind destinat

*) TH — tropicus humidus (construcție tropicalizată)

fabricii de sticlă de la Mediaş. Principalele caracteristici ale acestei turbine sînt următoarele:

— puterea nominală (la bornele generatorului) ..... 2 MW ;
— turaţia ..... 3000 rot/min ;
— parametrii aburului la admisie :
  — presiunea ..... 13 ata ;
  — temperatura ..... 330°C ;
— presiunea la priza reglată ..... 1,2 ÷ 2,4 ata ;
— presiunea la condensator ..... 0,081 ata.

Tot în scopul includerii în instalaţii pentru recuperarea energiei aburului (în special pentru înlocuirea unor staţii de reducere-răcire), a fost creată o serie de 12 tipodimensiuni de turbine cu puteri între 20 kW şi 800 kW. Acestea pot fi utilizate atît pentru antrenarea unor generatoare electrice, cît şi a unor maşini (compresoare, ventilatoare, pompe) utilizate în procesele tehnologice din întreprinderile diverselor industrii, mai ales cea chimică şi prelucrării lemnului. Practic, fabricaţia turbinelor din această serie a început cu cele 160 kW şi 200 kW, la Întreprinderea „Metalica" din Bucureşti.

Toate turbinele din gama tipizată (2,5 ÷ ÷ 12 MW), precum şi cele cu puteri mai mari (12 ÷ 330 MW) descrise mai sus sînt destinate antrenării de generatoare electrice şi au turaţia nominală de 3000 rot/min. Excepţie fac turbinele ACS 12 şi ACS 30, care, aşa cum s-a arătat, antrenează turbosuflante de aer şi ambele au turaţiile de 2500 ÷ 3400 rot/min. Toate aceste turbine, inclusiv cele de mică putere (20 ÷ 800 kW şi turaţii de 3000 rot/min şi respectiv 800 rot/min), utilizate în instalaţii recuperatoare, sînt de tipul „cu acţiune", cum — de altfel — au fost şi turbinele construite în trecut la I.C.M. Reşiţa.

Necesităţile industriei chimice au impus realizarea în ţară a turbocompresoarelor şi turbinelor cu abur pentru antrenarea acestora, pentru fabricile de amoniac. Seria respectivă cuprinde cinci tipodimensiuni de turbine cu condensaţie de tipul „cu reacţiune" şi a fost realizată în cooperare cu Întreprinderea Gütehoffnungshütte (GHH) din R. F. Germania. Aceste turbine au puteri între 1,9 KW şi 12 MW şi turaţia nominală ridicată, între 8600 rot/min şi 11370 rot/min.

Prima turbină din seria respectivă (cu puterea de 6,4 MW) a fost pusă în funcţiune la Combinatul chimic de la Făgăraş, în anul 1980.

Tot cu turaţie ridicată (7000 rot/min) este şi turbina cu condensaţie „cu acţiune" de 1 MW, proiectată — în concepţie proprie — pentru a forma — împreună cu generatorul electric respectiv (antrenat prin intermediul unui reductor de turaţie) — grupul electrogen al navelor petroliere cu capacitatea de 150.000 tdw. Pînă în prezent nu a fost fabricată nici o turbină de acest tip.

Cererile la export au depăşit, la un moment dat, aria ţărilor cu sisteme energetice cu frecvenţa de 50 Hz şi astfel a fost realizat grupul energetic de 50 Hz cu turbină cu abur cu condensaţie, cu turaţia de 3600 rot/min (corespunzătoare frecvenţei de 60 Hz), pentru centrala termoelectrică Cebu din Filipine. Turbina, simbolizată CC 50/60 Hz, are următoarele caracteristici tehnice principale :

— puterea la bornele generatorului ..... 50 MW ;
— turaţia ..... 3600 rot/min ;
— parametrii aburului la admisie :
  — presiunea ..... 90 ata ;
  — temperatura ..... 535°C ;
— presiunea la condensator ..... 0,085 ata.

Turboagregatul de 50 MW la 60 Hz a fost pus în funcţiune la C.T.E. Cebu, în anul 1961.

Pentru trecerea la construcţia de centrale nuclearo-electrice (C.N.E.) în ţara noastră, pe lîngă acţiunile întreprinse pentru asimilarea în fabricaţie a echipamentelor din instalaţia reactorului nuclear, au fost luate măsuri deosebite şi pentru asigurarea unui nivel tehnic corespunzător al echipamentelor din partea „clasică" a C.N.E. Astfel, în anul 1981, a fost încheiat contractul de licenţă pentru execuţia la I.M.G.B. a turboagregatului (turbina cu abur şi turbogeneratorul) de 700 MW, după documentaţia tehnică a Întreprinderii General Electric din S.U.A. ; echipamentele şi instalaţiile

Fig. 7 Turbina cu abur N1C 700 pentru CNE (secţiune longitudinală)

din sala de mașini a turboagregatului se vor executa pe baza documentației tehnice a Întreprinderii Ansaldo Meccanico Nucleare (AMN) din Italia.

Caracteristicile tehnice principale ale turbinei cu abur N1C 700 (figura 7) sînt următoarele :

— puterea nominală (la bornele generatorului) ..... 706,5 MW ;
— turația ..... 1500 rot/min ;
— parametrii aburului la admisie :
  — presiunea ..... 4550,5 kPa ;
  — temperatura ..... 258,1°C ;
— parametrii aburului la supraîncălzirea intermediară :
  — presiunea ..... 1060 kPa ;
  — temperatura ..... 235,9°C ;
— presiunea la condensator ..... 4,23 kPa.

În figura 1 este reprezentată secțiunea longitudinală a turbinei N1C 700.

Este de menționat că Întreprinderea General Electric este cea mai mare întreprindere producătoare de turbine cu abur pentru centrale termoelectrice clasice și centrale nucleare-electrice pe plan mondial și că, în colaborare cu AMN din Italia, a realizat C.N.E. de 600 KW de la Cordoba din Argentina, similară cu unitățile de 660 MW ale primei C.N.E. din România, în curs de construcție la Cernavodă, echipate cu reactoare nucleare cu uraniu natural și apă grea de tip „Candu", de concepție canadiană.

O privire retrospectivă asupra evoluției fabricației de turbine cu abur în țara noastră poate conduce la următoarele **concluzii** mai importante în legătură cu aceasta :

1. Sub aspect calitativ, progresul în domeniul fabricației de turbine cu abur este marcat de creșterea puterii unitare de la 3 MW la 700 MW, în decurs de 30 de ani, fapt ce poate fi apreciat ca deosebit de pozitiv în raport cu creșterea cantitativă a producției în industria constructoare de mașini, care se știe că a fost de 111 ori mai mare în anul 1980, față de anul 1950.

2. În prezent, în țara noastră pot fi realizate practic toate tipodimensiunile de turbine cu abur cu puteri în domeniul 0 ÷ 700 MW pentru utilizări energetice (centrale termoelectrice clasice și centrale nuclearo-electrice) în termoficare și utilizări speciale, cum ar fi antrenarea de mașini rotative în diverse industrii, asigurarea cu energie electrică a navelor de mare capacitate etc.

3. Sub aspect cantitativ, industria noastră constructoare de mașini este capabilă în prezent să fabrice turbine cu abur pentru acoperirea tuturor necesităților interne, avînd totodată importante disponibilități pentru export.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boboescu, N.:* Determinarea caracteristicilor de lucru ale unor ventile de reglare monoscaun cu difuzor pentru turbine cu abur, Energetica, 11/1963.

[2] *Boboescu, N., Creța, G., Bozan, Gh., Negrea, V.:* Studii și încercări asupra repartiției presiunilor în ventilele de reglare la turbinele cu abur, Energetica, 12/1965.

[3] *Cârdu, M.:* Probleme de tehnică nouă în construcția de turbine la Combinatul metalurgic Reșița, Metalurgia și construcția de mașini, 11/1960.

[4] *Cîrdu, M.:* Îmbunătățiri constructive la turbinele cu abur VPT 50-3 și VPT 12, Construcția de mașini, nr. 6/1964.

[5] *Cârdu, M.:* Turbina cu abur de 330 MW — realizare a industriei constructoare de mașini grele, Construcția de mașini, 1/1974.

[6] *Cârdu, M.:* Turbina cu abur de 150 MW pentru termoficare urbană, Construcția de mașini, 3/1978.

[7] *Cârdu, M.:* Implementarea în industria energetică a turbinelor cu abur pentru termoficare — mijloc important de reducere a consumului de combustibil, Comunicare la Sesiunea tehnico-științifică a Institutului politehnic „Traian Vuia", Timișoara, 27—28 octombrie, 1979.

[8] *Creța, G.:* Calculul discurilor turbomașinilor cu calculatoare electronice cifrice. Comunicare în cadrul sesiunii științifice a Filialei Academiei, R.P.R., Timișoara, din 3—5 mai, 1961.

[9] *Creța, G.:* Contribuții la studiul ventilelor monoscaun cu difuzor ale turbinelor cu abur — teză de doctorat — Institutul Politehnic Timișoara, 1970.

[10] *Creța, G.:* Turbine cu abur și gaze, vol. I, II, Inst. Politehnic „Traian Vuia" Timișoara, 1973.

[11] *Ferencz, A.:* Îmbunătățirea construcției lagărelor axiale ale turboagregatelor, Energetica, 6, 1963.

[12] *Grecu, T., Mărcuș, Gh.:* Alegerea gradului de admisiune și a lungimii paletelor la treapta de reglare a turbinelor cu abur, Construcția de mașini, 2, 1969.

[13] *Grecu, T., Cârdu, M., Nicolau, I.:* Turbine cu abur, Ed. tehnică, București, 1976.

[14] *Nicolau, I.:* Reglarea automată a unei turbine cu abur, Energetica, 9, 1964.

[15] *Nicolau, I.:* Perfecționări la regulatorul turbinei DSL 50, Conferința națională a energeticienilor din R. S. România, Constanța, 1974.

[16] *Pleșu, Gh.:* Unele aspecte ale criteriilor de apreciere a vibrațiilor turboagregatelor, Energetica, 3, 1971.

[17] *Popovici, T., Brădățeanu, V.:* Însușirea și dezvoltarea fabricației de turboagregate cu abur în Republica Socialistă România, Construcția de mașini, 10, 1969.

[18] *Popovici, T., Ailincăi, T., Novinschi, V:* Schemă tehnologică cu eficiență economică ridicată pentru valorificarea superioară a resurselor energetice secundare din industria siderurgică, Lucrare ICFET, 1978.

[19] *Seleșteanu, A., Ștefănescu, D., Munteanu, V.:* Mașini energetice, Ed. tehnică, București, 1962.

[20] *Voinea, M.:* Începuturi de unificare și tipizare în construcția de turbine cu abur la Combinatul metalurgic Reșița, Metalurgia și construcția de mașini, 6, 1960.

[21] x x x: Uzinele Reșița în anii construcției socialiste. Editura Academiei Republicii Populare Române, București, 1963.

CZ : 621.18

Aprinderea particulei de șist bituminos în prezența gazelor de ardere ale combustibilului de aport

Șef lucr. dr. ing. Constantin **NEAGA** — Institutul politehnic București

În vederea asigurării stabilității arderii jetului de praf de șist bituminos, combustibil solid caracterizat prin putere calorică redusă, se recurge la arderea simultană a unui combustibil auxiliar (de aport) cu putere calorică ridicată, ale cărui gaze de ardere, avînd nivel termic ridicat, accelerează procesele prealabile aprinderii particulei de șist, procese care decurg cu consum de căldură ; realizarea practică a acestei idei impune însă amestecarea rapidă a jetului primar (rece) de șist bituminos la ieșirea din arzător cu gazele fierbinți ale combustibilului suport.

Lucrarea de față analizează aprinderea particulei de șist după ce ea s-a amestecat cu gazele de ardere rezultate din arderea combustibilului auxiliar (pentru calcule numerice și pentru experiențe s-a folosit combustibil suport, gazul natural). În lucrarea [1] modelul fizic adoptat prezenta următoarea particularitate : amestecul bifazic format din șist bituminos, gaze naturale, aer de ardere și gaze de ardere recirculate forțat (pentru a satisface debitul de ventilare a morii), se introducea prin același arzător în focar. Analizele proceselor de aprindere și ardere ale particulei de șist, ținînd seama de acest model, au demonstrat ineficiența lui ; așa cum este conceput modelul matematic, particulele se încălzesc, datorită radiației, mai repede decît faza gazoasă, astfel că ele se aprind (în unele variante analizate) înaintea combustibilului gazos ; după aprindere, datorită reactivității ridicate, combustibilul gazos arde rapid determinînd ca particulele solide să ardă într-o atmosferă cu concentrație redusă de oxigen, ceea ce determină mărirea duratei lor de ardere ; de asemenea, modelul prezintă inerție ; astfel la mărirea participației masice a combustibilului de aport, timpul de aprindere a lui rămîne practic invariabil.

Pentru a deduce sistemul de ecuații care modelează aprinderea și arderea șistului bituminos, în prezența gazelor de ardere rezultate din comubstibilul gazos auxiliar, se are în vedere modelul fizic prezentat în figura 1.

Jetul primar — jet bifazic — format din praf de șist combustibil, aer primar în proporții variabile și gaze de ardere recirculate forțat de la sfîrșitul focarului sau din altă zonă a canalelor cazanului necesare antrenării fazei solide, se introduce prin arzător în focar. Printr-un arzător separat se introduce în focar combustibilul gazos de aport, care, în urma arderii și amestecării gazelor rezultate cu jetul primar, grăbește pregătirea particulei de șist micșorînd astfel timpul de aprindere.

În ceea ce privește montarea și funcționarea arzătorului de combustibil gazos, se impune respectarea a două condiții :

— jetul de combustibil gazos să ardă complet, pînă la intersecția lui cu jetul primar bifazic, amestecul avînd loc între jetul primar

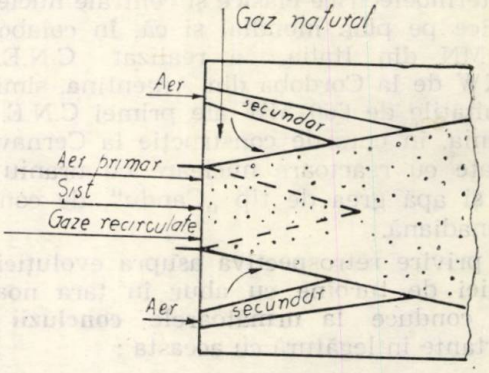


Fig. 1 Modelul fizic al arderii șistului bituminos și a gazului natural

cu temperatură coborîtă și gazele de ardere rezultate din arderea completă a combustibilului suport :

— produsele rezultate din arderea combustibilului gazos să intersecteze amestecul primar cît mai aproape de secțiunea de ieșire a arzătorului de praf. Această cerință este însă funcție de dimensiunile constructive ale focarului și arzătoarelor, precum și de dispunerea lor.

Aerul secundar (în cazul analizat, restul aerului de ardere) se introduce sub formă de jet însoțitor rotit (arzătoare turbionare), sau jet independent sub un anumit unghi față de jetul primar (arzătoare cu fante). În cazul arzătoarelor cu fante (cele mai indicate pentru arderea unor debite mari de șist), în literatura de specialitate nu se găsesc date cu referire la zona optimă de contact a celor două jeturi (măsurată prin distanța față de secțiunea de

ieşire a jetului primar). Se exprimă părerea că este indicat ca aerul secundar să intersecteze jetul primar în momentul aprinderii volatilelor, sau, pentru combustibilii cu volatile puţine, în momentul aprinderii bazei de cocs.

După ce particula a început să ardă, pe suprafaţa ei se formează un strat de cenuşă, a cărui grosime creşte în timp; suprafaţa de reacţie a nucleului nears se găseşte sub stratul de cenuşă, figura 2. Moleculele de oxigen difuzează din faza gazoasă prin stratul de cenuşă spre suprafaţa de ardere, întîmpinînd la traversarea stratului rezistenţa cea mai mare.

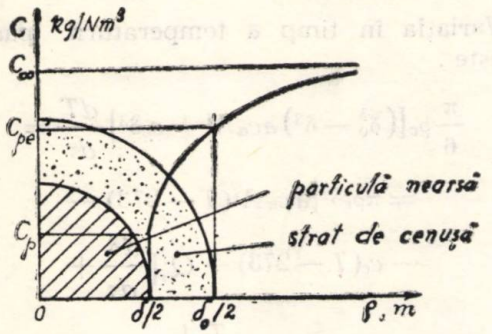


Fig. 2 Variaţia concentraţiei de oxigen în jurul particulei de şist care arde

În analiza de faţă, evaluările numerice făcîndu-se cu ajutorul calculatorului, s-a ţinut seama de toate rezistenţele care apar la deplasarea moleculelor de oxigen şi anume rezistenţa difuză în faza gazoasă, prin stratul de cenuşă şi rezistenţa cinetică.

La un moment dat, concentraţia medie a oxigenului în faza gazoasă, care revine unei particule de şist, se calculează cu expresia:

$$C_\infty = (C_{0c}/V^0_{ac})[\lambda_p - 1 + \delta^3/\delta_0^3 + (r_1 + r_2)(\lambda_f - 1)] : [\lambda_p + (\xi - 1)(1 - \delta^3/\delta_0^3) + n_0 V^0_{gg}/V^0_{ac} + (r_1 + r_2)\cdot(\xi + \lambda_f - 1 + n_0 V^0_{gg}/V^0_{ac}) + 0{,}01 D_{H_2O} W^i_l/V^0_{ac}] \ [\text{kg/Nm}^3] \quad (1)$$

(concentraţia oxigenului „la infinit" — la o distanţă suficient de mare de particulă pentru a putea fi considerată constantă — se admite egală cu concentraţia medie, eroarea fiind mică), unde:

G_{0c} este greutatea oxigenului necesar arderii combustibilului solid, [kg/kg];

V^0_{ac} — volumul teoretic de aer uscat necesar arderii şistului, [Nm³/kg];

V^0_{gg} — volumul teoretic al gazelor de ardere rezultate din arderea combustibilului gazos [Nm³/kg];

λ_p, λ_f — coeficientul de exces de aer primar, respectiv, la sfîrşitul focarului (se presupune că gazele de ardere recirculate forţat sînt prelevate de la sfîrşitul focarului);

δ, δ_0 — diametrul curent, respectiv iniţial, al particulei de şist [m];

r_1, r_2 — gradul de recirculare forţată, respectiv naturală;

ξ — ţine seama de creşterea volumului gazelor de ardere, la arderea şistului, $\xi = V^0_{gc}/V^0_{ac}$;

W^i_l — umiditatea de îmbibaţie a şistului, [%];

r_{e0} — participaţia masică iniţială a combustibilului gazos de aport.

Se calculează cu expresia:

$$n_0 = \rho^{anh} B_g/B_s \quad [\text{kg/kg}], \quad (2)$$

unde:

ρ^{anh} este densitatea combustibilului gazos anhidru, [kg/Nm³];

B_g, B_s — debitul de gaz natural, respectiv de şist, [Nm³/h], [kg/h].

Participaţia calorică iniţială a gazului natural se calculează cu expresia:

$$q_g = (n_0 Q^{anh}_i/\rho^{anh})/(n_0 Q^{anh}_i/\rho^{anh} + Q^i_l)\,100 \ [\%] \quad (3)$$

unde:

Q^{anh}_i este puterea calorică inferioară a combustibilului gazos anhidru, [kcal/Nm³];

Q^i_l — puterea calorică inferioară cu referire la masa iniţială a şistului [kcal/kg].

Difuzia oxigenului în mediul gazos şi prin stratul de cenuşă este modelată de ecuaţia diferenţială în regim nestaţionar (suprafeţele de concentraţie constantă sînt sfere concentrice, deoarece se consideră particular „egal accesibilă" oxigenului):

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D\left(\frac{\partial^2 C}{\partial \rho^2} + \frac{2}{\rho}\frac{\partial C}{\partial \rho}\right), \quad (4)$$

unde:

C este concentraţia curentă a oxigenului, $C = C(\tau, \rho)$, [kg/Nm³];

$C \in [C_p, C_{pe}]$ şi $C \in [C_{pe}, C_\infty]$;

τ — timpul, [s];

ρ — raza curentă [m], (fig. 2).

Soluţia ecuaţiei (4) pentru domeniul din exteriorul particulei este:

$$C_\infty - C_{pe} = 2A\sqrt{D\tau}\left\{\frac{\exp(-\rho_0^2/4D\tau)}{\rho_0} - \frac{1}{2}\sqrt{\frac{\pi}{D\tau}}\left[1 - \Phi\left(\frac{\rho_0}{2\sqrt{D\tau}}\right)\right]\right\}, \quad (5)$$

iar pentru domeniul limitat de stratul de cenușă :

$$C_{pe} - C_p = 2B\sqrt{D_i\tau}\left\{-\frac{\exp(-\rho_0^2/4D_i\tau)}{\rho_0}+\right.$$

$$+\frac{\exp(-\rho_p^2/4D_i\tau)}{\rho_p}-\frac{1}{2}\sqrt{\frac{\pi}{D_i\tau}}\left[\Phi\left(\frac{\rho_0}{2\sqrt{D_i\tau}}\right)-\right.$$

$$\left.\left.-\Phi\left(\frac{\rho_p}{2\sqrt{D_i\tau}}\right)\right]\right\}, \qquad (6)$$

unde :

D_i, D este coeficientul de difuzie a oxigenului prin stratul de cenușă, respectiv în faza gazoasă [m²/s] ; conform [2], $D_i = m_i D$, unde m_i este funcție de conținutul de steril al șistului.

Constantele de integrare A și B se găsesc din condițiile la limită :

$$D_i\frac{dC}{d\rho}\bigg|_{\rho=\rho_p=\delta/2} = kC_p(1-s_a), \qquad (7)$$

$$D\frac{dC}{d\rho}\bigg|_{\rho=\rho_0=\delta_0/2} = D_i\frac{dC}{d\rho}\bigg|_{\rho=\rho_0=\delta_0/2}, \qquad (8)$$

unde k este constanta vitezei de ardere [m/s] ; s_a — gradul de acoperire a suprafeței de ardere de către sterilul existent în particulă, m²/m² ; integrala erorilor :

$$\Phi(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^x \exp(-u^2)du ;$$

(pentru calcule s-au folosit cinci termeni din dezvoltarea ei în serie),

$$2B\sqrt{D_i\tau} = (1-s_a)\rho_p^2 kC_p \exp(\rho_p^2/4D_i\tau)/D_i ;$$

$$2A\sqrt{D\tau} = (1-s_a)\rho_p^2 kC_p \exp[(\rho_p^2 -$$

$$-\rho_0^2)/4D_i\tau]\exp(\rho_2^0/4D\tau)/D$$

După înlocuirea constantelor în formulele (5) și (6) și însumarea lor, rezultă :

$$C_p = C_{ef}C_\infty, \qquad (9)$$

unde :

$$K_{ef} = \left\{\left\{1-\delta^2(1-s_a)\,k\left\{\frac{1}{2\delta_0}\left(\frac{1}{D_i}-\frac{1}{D}\right)\exp\cdot\right.\right.\right.$$

$$\cdot\frac{\delta^2-\delta_0^2}{16D_i\tau}+\frac{1}{8D}\sqrt{\frac{\pi}{D\tau}}\left[1-\Phi\left(\frac{\delta_0}{4\sqrt{D\tau}}\right)\right]\exp\cdot$$

$$\left.\left.\cdot\left(\frac{\delta^2-\delta_0^2}{16D_i\tau}+\frac{\delta^2}{16D\tau}\right)\right\}+\delta^2(1-s_a)\,k\cdot\right.$$

$$\left.\cdot\left\{\frac{1}{2D_i\delta}-\frac{1}{8D_i}\sqrt{\frac{\tau}{D_i\tau}}\left[\Phi\left(\frac{\delta_0}{4\sqrt{D\tau}}\right)-\right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.-\Phi\left(\frac{\delta}{4\sqrt{D_i\tau}}\right)\right]\cdot\exp\frac{\delta^2}{16D_i\tau}\right\}\right\}^{-1} \qquad (10)$$

Viteza de scădere a diametrului nucleului care arde se exprimă prin dependența :

$$\frac{d\delta}{d\tau} = -\frac{2(1-s_a)}{\rho_c G_{0c}}\,k\,K_{ef}C_\infty\frac{T_0}{T_g}, \text{ [m/s]} \qquad (11)$$

unde :

ρ_c este densitatea șistului [kg/m³] ;

T_g — temperatura curentă a fazei gazoase [°K] ; $T_0 = 273$°K.

Variația în timp a temperaturii particulei este :

$$\frac{\pi}{6}\rho_c\left[\left(\delta_0^3-\delta^3\right)ac_aA^i + c_c\delta^3\right]\frac{dT}{d\tau} =$$

$$= \pi\rho_c\delta^2\left[a\,c_a A^i(T-273) -\right.$$

$$\left.-c_c(T-273) - Q_i^i\right]\frac{d\delta}{d\tau} +$$

$$+\pi\delta^2(1-s_a)\,kK_{ef}C_\infty\frac{T_0}{T_g}\left[c_{O_2}(T_g-273) -\right.$$

$$\left.-\frac{44}{33}\,c_{CO_2}(T-273)\right] - \pi\delta_0^2(\lambda_0+bT_g)\cdot$$

$$\cdot(T-T_g)\,Nu_t/\delta - \pi\delta_0^2\varepsilon\varphi\sigma_0(T^4-T_f^4), \qquad (12)$$

unde :

T este temperatura curentă a particulei [°K] ;

A^i — procentul de cenușă a șistului [%] ;

c_a, c_c, c_{CO_2} — căldura specifică a cenușii, respectiv, a șistului, a oxigenului și a bioxidului de carbon [kcal/kg·°K] ;

a — factor de distribuție a cenușii pe clase granulometrice ;

$\lambda_0 + bT_g$ — conductivitatea termică a mediului gazos, [kcal/(m·s·°K)] ;

Nu_t — criteriul Nussel termic ;

ε — coeficientul de negreală a șistului ;

φ — factor de atenuare a radiației incidente ;

σ_0 — constanta de radiație a corpului negru, $\sigma_0 = 4{,}96\cdot10^{-8}$ [kcal/(m²·h·K⁴)].

Variația temperaturii mediului gazos are expresia :

$$\left[\lambda_p V_{ac}^0 + (\zeta-1)\left(1-\delta^3/\delta_0^3\right)V_{ac}^0 + n_0 V_{gg}^0 +\right.$$

$$+(r_1+r_2)\left(V_{gc}^0+\lambda_f V_{ac}^0 - V_{ac}^0 + n_0 V_{gg}^0\right)+$$

$$\left.+\,0{,}01\,v_{H_2O}\,W_i^i\right]c_g\frac{dT_g}{d\tau} =$$

$$= 3\frac{\delta^2}{\delta_0^3}(\zeta-1)(T_g-273)\,c_g\frac{d\delta}{d\tau} -$$

$$- \frac{6\delta^2}{\rho_c \delta_0^3}(1 - s_a) k C_\infty \frac{T_0}{T_g} \cdot$$

$$\cdot \left[c_{0_2}(T_g - 273) - \frac{44}{32} c_{CO_2}(T - 273) \right] +$$

$$+ \frac{12}{\rho_c \delta_0^2}(\lambda_0 + bT_g)(T - T_g), \qquad (13)$$

unde c_g este căldura specifică a gazelor de ardere [kcal/Nm³·K].

Temperatura inițială a amestecului gazos este :

$$T_{g0} = \{(\lambda_p c_{aum} V_{ac}^0 + 0{,}01 c_{pc} W_l^i) t_i +$$

$$+ n_0 c_g t_{tg} V_{gg}^0 + [V_{gc}^0 + (\lambda_f - 1) V_{ac}^0 + n_0 V_{gg}^0] \cdot$$

$$\cdot (r_1 c_g t_i + r_2 c_g t_t)\} : \{\lambda_p c_{aum} V_{ac}^0 + 0{,}01 c_{pv} W_l^i +$$

$$+ n_0 c_g V_{gg}^0 + (r_1 + r_2)[V_{gc}^0 + (\lambda_f - 1) V_{ac}^0 +$$

$$+ n_0 V_{gg}^0] c_g\} + 273, \qquad (14)$$

unde :

t_i este temperatura agentului de uscare și transport (de ventilare a morii), temperatură impusă din motive de evitarea pericolului de explozie [°C] ;

t_{tg} — temperatura teoretică la arderea gazului natural [°C] ;

t_{tc} — temperatura teoretică la arderea șistului [°C] ;

t_t — temperatura teoretică la arderea amestecului format din șist și gaz natural [°C].

Rezultă din ecuația de bilanț termic (s-a considerat temperatura de referință 0°C) ;

$$I_{gc}(\lambda_f, t_{tc}) + 0{,}01(1 - a_{antr}) A^i i_a(t_{tc}) +$$

$$+ n_0 v_g I_{gg}(\lambda_f, t_{tg}) = I_{gc}(\lambda_f, t_t) + \qquad (15)$$

$$+ 0{,}01(1 - a_{antr}) A^i i_a(t_t) + n_0 v_g I_{gg}(\lambda_f, t_t),$$

unde :

a_{antr} este fracția de cenușă antrenată de gazele de ardere ;

$i_a(t_{tc})$, $i_a(t_t)$ — entalpia specifică a cenușii la temperatura teoretică de ardere a șistului, respectiv la temperatura teoretică a amestecului [kcal/kg] ;

$v_g = 1/\rho^{anh}$ volumul specific al gazului natural [Nm³/kg] ;

$I_{gc}(\lambda_f, t_{tc})$, $I_{gg}(\lambda_f, t_{tg})$— entalpia gazelor la arderea șistului, respectiv, a gazului natural [kcal/kg], [kcal/Nm³].

Sistemul format din ecuațiile (11), (12) și (13), care modelează aprinderea particulei de șist în curentul rezultat din jetul primar și gazele de ardere ale combustibilului auxiliar, se rezolvă cu calculatorul Felix C-256, pentru mai multe variante ; s-au folosit șist cu analiza $C^i = 10\%$; $H^i = 1{,}6\%$; $O^i + N^i = 9{,}2\%$; $S_c^i = 0{,}6\%$; $A^i = 69{,}6\%$; $W_t^i = 9\%$ și gaz natural cu compoziția $CH_4 = 91{,}5\%$; $C_2H_6 = 2{,}8\%$; $C_3H_8 = 1{,}4\%$; $C_4H_{10} = 0{,}8\%$; $C_5H_{12} = 0{,}8\%$; $C_6H_{14} = 0{,}2\%$; $O_2 = 0{,}35\%$; $N = 1{,}35\%$; $CO_2 = 0{,}8\%$.

După înlocuirea constantelor, sistemul devine :

$$C_\infty = 0{,}3[\lambda_p - 1 + \delta^3/\delta_0^3 + (r_1 + r_2)(\lambda_f - 1)] :$$

$$: [\lambda_p + 0{,}24 \cdot (1 - \delta^3/\delta_0^3 + 14{,}4 n_0 + \qquad (16)$$

$$+ (r_1 + r_2)(0{,}24 + \lambda_f + 14{,}4 n_0) + 0{,}0725] ;$$

$$\frac{d\delta}{d\tau} = 1{,}1 \cdot 10^8 \exp(-13590/T) K_{ef} C_\infty \frac{1}{T_g} ; \qquad (17)$$

$$(1{,}37\delta_0^3 + \delta^3)\frac{dT}{d\tau} = -3\delta^2(T + 8400)\frac{d\delta}{d\tau} +$$

$$+ 2{,}35\, 10^8 \delta^2 K_{ef} \cdot C_\infty \frac{1}{T_g} \exp(-13590/T) \cdot$$

$$\cdot (T_g - 1{,}49\ T) - 1{,}158 \cdot 10^{-9}\, \delta_0 (93 + T_g) \cdot$$

$$\cdot (T - T_g) - 4 \cdot 10^{-14} \delta_0^2 (T^4 - T_f^4) ; \qquad (18)$$

$$[1{,}113\lambda_p + 0{,}268(1 - \delta^3/\delta_c^3) + 16{,}05\, n_0 +$$

$$+ (r_1 + r_2)(0{,}268 + 1{,}113\lambda_f + 16{,}05 n_0)]\frac{dT_g}{d\tau} =$$

$$= 0{,}804 \frac{\delta^2}{\delta_c^3}(T_g - 273)\frac{d\delta}{d\tau} - 0{,}744\, 10^8 \frac{\delta^2}{\delta^3} \cdot$$

$$\cdot K_{ef} \frac{C_\infty}{T_g} \exp(-13590/T)(T_g - 1{,}49\ T + 134) +$$

$$+ 3{,}68 \cdot 10^{-10} \cdot (93 + T_g)(T - T_g)/\delta_0^2 \qquad (19)$$

În figura 3 s-a prezentat, pe baza datelor calculatorului, dinamica funcțiilor T, T_g și δ,

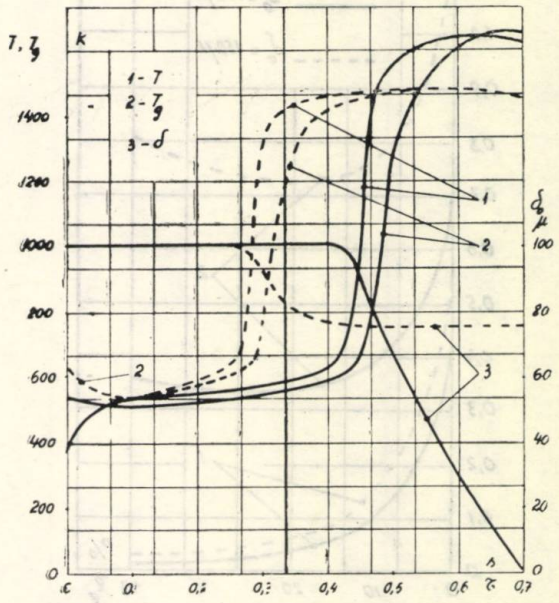


Fig. 3 Dinamica funcțiilor T, T_g și $\delta(\delta_0 = 100\ \mu$; $r_1 = 0{,}2$; $r_2 = 0{,}1$; $q_g = 0\%)$; —— $\lambda_p = 1{,}15$; ---- $\lambda_p = 0{,}5$.

pentru particula avînd diametrul inițial 100 μ și fără gaz natural de aport. Pentru fiecare variantă analizată se poate trasa o asemenea diagramă. Saltul brusc al temperaturii particulei coincide cu aprinderea ei. Din diagramă (dar mai exact din lista de date a calculatorului), se poate citi timpul de aprindere. Dacă tot aerul se introduce sub formă de aer primar, particula arde complet și se poate citi și timpul de ardere. Pentru cazul analizat, timpul de aprindere, $\tau_{apr} = 0{,}44$ s, deține o pondere importantă în timpul total de ardere, $\tau_{ard} = 0{,}7$ s (timpul efectiv de ardere este 0,7—0,44 = 0,26 s). Pentru $\lambda_p = 0{,}5$ (linie întreruptă), particula se aprinde mai repede (se explică prin aceea că debitul de căldură „pierdută" de particulă prin conductivitate către masa gazoasă, care în acest caz este cantitativ mai mică — aerul primar s-a micșorat — este mai redus), dar nu poate arde complet, deoarece oxigenul este epuizat rapid. În acest caz aerul secundar, avînd coeficientul de exces de aer egal cu $\lambda_t - \lambda_p = 1{,}15 - 0{,}5 = 0{,}65$ (din aerul total de ardere, aerul secundar reprezintă, fracționar, valoarea 0,65), trebuie introdus astfel încît să intersecteze jetul primar după circa 0,28 s, interval de timp care citit în diagramă, reprezintă timpul de aprindere a particulei respective; rămîn încă necunoscute dozarea și eșalonarea în timp a aerului secundar, astfel încît în urma amestecării celor două jeturi timpul total de ardere să fie minim.

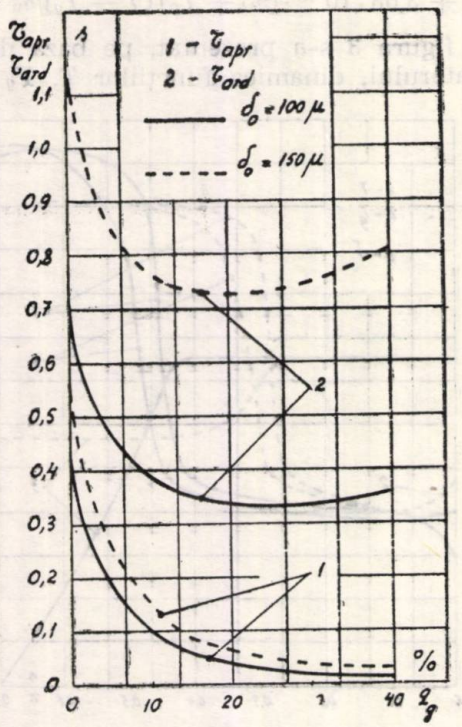


Fig. 4 Variația timpului de aprindere și ardere în funcție de participația calorică a gazului natural

În figura 4 se arată interdependența dintre timpul de aprindere și ardere și participația calorică procentuală a gazului natural (combustibil de aport), considerînd parametru variabil diametrul inițial al particulei de șist. Timpul de aprindere scade cînd participația gazului natural crește și cînd diametrul particulei scade; timpul total de ardere prezintă un minim, care pentru cele două valori ale diametrului inițial al particulei (și pentru condițiile admise în rezolvarea sistemului) corespunde participației calorice de 18—25%.

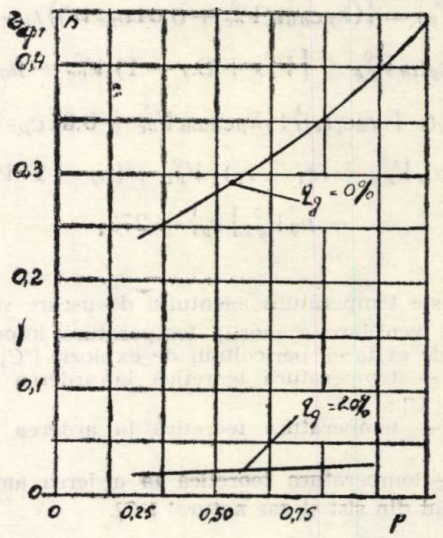


Fig. 5 Dependența între timpul de aprindere și coeficientul de aer primar, pentru diverse participații calorice ale gazului natural

Figura 5 reprezintă influența fracției de aer primar asupra timpului de aprindere, considerînd parametru variabil participația calorică a gazului natural. La scăderea valorică a aerului primar, timpul de aprindere scade (explicația dată mai sus); pentru $q_g = 20\%$ influența aerului primar este neglijabilă. Dacă $\lambda_p < 0{,}25$, aprinderea este îngreunată; ea este totuși posibilă datorită oxigenului din gazele de ardere recirculate natural și forțat.

In concluzie, timpul de aprindere a particulei de șist scade cu creșterea participației calorice a gazului natural, iar timpul de ardere (în cazul cînd tot aerul de ardere se amestecă cu șistul încă din procesul măcinării) prezintă un minim; modelul fizic adoptat este superior, din considerentele arătate în partea inițială a lucrării, modelului din lucrarea [1]. A se compara figura 4 din prezenta lucrare cu figura 6 din [1].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Neaga, C. C.:* Influența unor parametri asupra arderii amestecului format din șist bituminos și gaz natural. Bul. I.P.B., seria mecanică, nr. 2/1981, pg. 85—96.

[2] *Neaga, C. C.:* Influența conținutului de steril asupra timpului de ardere a particulei de șist bituminos. Bul. I.P.B., seria mecanică, nr. 3/1980, pg. 81—88.

CZ : 621.135

Fundamentarea fizică și construcția profilelor de palete

Dr. ing. Gheorghe Constantin **HOBEANU** — Institutul politehnic București

Introducere

Utilizarea mijloacelor moderne de calcul precum și a mașinilor de prelucrat cu comandă numerică este frînată de metodele existente în trasarea profilelor :

— construcție grafică aproximativă (arce de cerc, parabolă, lemniscată) ;

— puncte de coordonate rectangulare ;

— polinoame de aproximare pentru intrados și extrados (gradul 4 la 7).

Evitarea aproximațiilor empirice impune analiza fenomenelor și în acest fel fundamentarea fizică a formei profilului. Se consideră problema inversă, adică se cunosc parametrii gazodinamici ai fluidului și se cere stabilirea formei profilului [1].

Premize asupra proceselor de lucru

Adoptarea unor ipoteze cu privire la desfășurarea proceselor energetice, care însoțesc curgerea prin rețele de profile, reprezintă o eficientă în stabilirea formei părții de curgere (profilare). Se acceptă premiza generală, că transformarea energetică este uniformă. Deoarece intradosul **I** și extradosul **E** sînt diferite, rezultă că și premizele adoptate nu pot fi identice (fig. 1).

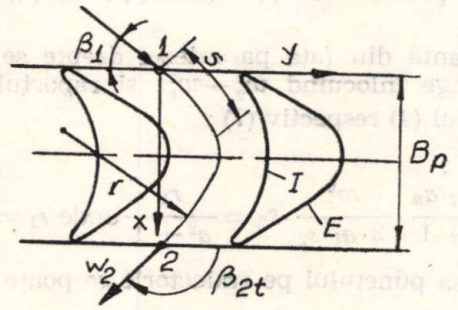


Fig. 1

Transformarea energetică pe intrados. Se introduce condiția variației uniforme a energiei cinetice cu traiectoria și forței constante de centrifugare a fluidului, în interiorul canalului, adică

$$\frac{dw^2/2}{ds} = a_t = ct\,; \quad \frac{w^2}{r} = a_n = ct \qquad (1)$$

unde :

s — coordonată curbilinie, măsurată în lungul traiectoriei 1—2 denumită și arc de traiectorie (fig. 1) ;

r — raza de curbură într-un punct oarecare ;

w — viteza fluidului pe traiectorie, în canalul de curgere ;

a_t — accelerația tangențială, considerată constantă ;

a_n — accelerația normală.

În scopul precizării notațiilor se consideră rețeaua mobilă ; această alegere nu afectează însă generalitatea rezultatelor. Conform convenției adoptate la definirea problemei inverse [1], se cunosc parametrii fluidului la intrarea și ieșirea din rețea (w_1 β_1, ρ_1, t_1, w_2, β_2, ρ_2, t_2). Lățimea rețelei B_p (fig 1) se consideră cunoscută din condiții de rezistență sau tipizare. Se cere determinarea traiectoriei pe intrados, deci forma intradosului **I** (fig. 1).

Transformarea energetică pe extrados. Se face premiza că prin configurația sa extradosul asigură variația uniformă a circulației vitezei Γ, în jurul profilului, adică :

$$d\Gamma/ds = \text{ct} \qquad (2)$$

unde

$\Gamma = (w_{1u} - w_u) \cdot t = (w_1 \cdot \cos\beta_1 - w \cdot \cos\beta_{2t}) \cdot t$, cu notațiile din figura 1. Premiza conținută în (2) se asociază celei anterioare : $a_n = \text{ct}$.

Traiectoria intradosului

Se examinează variația vitezei w, a razei de curbură r, și a unghiului β, iar în final se determină ecuația traiectoriei.

Variația vitezei de curgere. Prima relație (1) se scrie $dw^2 = 2 \cdot a_t \cdot ds$, sau prin integrare $w^2 = 2 \cdot a_t \cdot s + c_1$. Constanta c_1 se determină din condiții la limită : $s = 0$, $w = w_1$, $c_1 = w_1^2$, deci în final

$$w^2 = 2 \cdot a_t \cdot s + w_1^2 \qquad (3)$$

Aplicînd cealaltă condiție la limită $s = s_2$, $w = w_2$, rezultă constanta :

$$a_t = (w_2^2 - w_1^2)/(2 \cdot s_2) \qquad (4)$$

Aceleași concluzii se obțin direct aplicînd relația elementară a mișcării uniforme accelerate cu viteză inițială (Galilei). În consecință premiza $dw^2/2 = \text{ct}.ds$ este echivalentă deplasării uniform accelerate a fluidului între fronturile rețelei F.R. (fig. 1, punctele 1 și 2).

Variația razei de curbură. Examinarea acestei mărimi se face cu ușurință observînd din (1) și (3) egalitățile :

$$r = \frac{w^2}{a_n} = \frac{2 \cdot a_t \cdot s + w_1^2}{a_n} \tag{5}$$

În cazul $w_2 > w_1$, raza variază liniar cu lungimea traiectoriei, crescînd de la intrare spre ieșire (fig. 2). Dacă $w_2 = w_1$, din (4) $a_t = 0$;

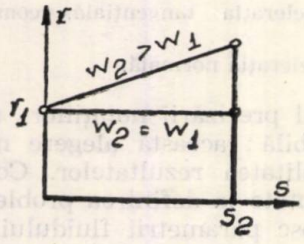


Fig. 2

deci pe baza (5) $r = r_1 = r_2 = \text{ct}$. Prin urmare traiectoria fluidului și forma intradosului **I** reprezintă un arc de cerc (fig. 1).

Variația unghiului ß. Se notează cu unghiul format de tangenta la traiectorie și axa

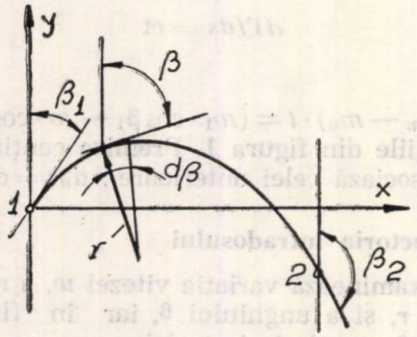


Fig. 3

ly (fig. 3). Între elementul infinitensimal de arc $d\beta$ și variația infinitensimală de unghiul dß, există relația :

$$ds = r \cdot d\text{ß} \tag{6}$$

Se exprimă raza de curbură r din (5) :

$$\beta = c_\beta + a_n \int \frac{ds}{2 \cdot a_t \cdot s + w_1^2} = c_\beta + \frac{a_n}{2 \cdot a_t} (\ln w^2)$$

Pentru $s = 0$, $\beta = \beta_1$, $w = w_1$ deci $c_\beta = \beta_1 - \frac{a_n}{2a_t} \ln w_1^2$. Se notează :

$$2a_t / a_n = a \tag{7}$$

astfel că

$$\beta = \beta_1 + (1/a) \cdot \ln(w/w_1)^2 \tag{8}$$

Între a_t și a_n există o legătură suplimentară prin condiția la limită $\beta = \beta_{2t}$, $w = w_2$

$$a = \frac{\ln\left(\frac{w_2}{w_1}\right)^2}{\beta_{2t} - \beta_1} \tag{9}$$

β_1 și β_{2t} exprimîndu-se în radiani.

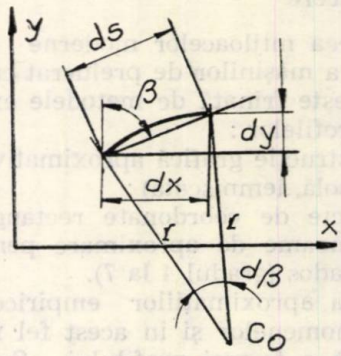


Fig. 4

Ecuațiile traiectoriei. Din figura 4 se observă $dx = ds \cdot \sin\beta$ și avînd în vedere (6), $dx = r \cdot \sin\beta \cdot d\beta$. Se exprimă $r = r(\beta)$, prin intermediul w^2, folosind (8), adică $r = w^2/a_n = w_1^2 \cdot \exp[a(\beta - \beta_1)]/a_n$ și se integrează, obținînd

$$x = (w_1^2/a_n) \int_{\beta_1}^{\beta} \exp[a(\beta - \beta_1)] \sin\beta \cdot d\beta.$$

În final :

$$x = \frac{a}{(a^2+1)} \cdot \frac{w_1^2}{(w_2^2 - w_1^2)} s_2 \left[\left(\frac{w}{w_1}\right)^2 \cdot (a \sin\beta - \cos\beta) - (a \sin\beta_1 - \cos\beta_1) \right] \tag{10}$$

Constanta din fața parantezei drepte se poate restrînge înlocuind $w_2^2 - w_1^2$ și raportul a cu ajutorul (4) respectiv (7) :

$$\frac{2 \cdot a_t / a_n}{a^2+1} \cdot \frac{w_1^2}{2 \cdot a_t \cdot s_2} \cdot s_2 = \frac{r_1}{a^2+1} \quad \text{unde } r_1 = \frac{w_1^2}{a_n} \tag{11}$$

Abscisa punctului pe traiectorie se poate scrie :

$$x = \frac{r_1}{a^2+1} \cdot \left[\left(\frac{w}{w_1}\right)^2 (a \sin\beta - \cos\beta) \right] - x_0 \tag{12}$$

unde $x_0 = r_1 (a \cdot \sin\beta_1 - \cos\beta_1)/(a^2+1)$

Asemănător se procedează pentru ordonata traiectoriei scriind $dy = ds \cdot \cos\beta = r \cdot \cos\beta \cdot d\beta$ rezultînd în final :

$$y = \frac{r_1}{a^2+1} \left[\left(\frac{w}{w_1}\right)^2 (a \cos\beta + \sin\beta) \right] - y_0 ;$$

$$y_0 = \frac{r_1 (a \cdot \cos\beta_1 + \sin\beta_1)}{a^2+1} \tag{13}$$

Ecuația traiectoriei se obține eliminînd unghiul ß între x și y :

$$(x + x_0)^2 + (y + y_0)^2 = \frac{r^2}{a^2 + 1}; \quad r = w^2/a_n \tag{14}$$

Se remarcă existența unui centru de curbură $C_0\,(-x_0, -y_0)$ raza r fiind variabilă dacă $w_1 = w_2$, așa cum s-a menționat la paragraful respectiv. În cazul particular $w_1 = w_2$, din (4) $a_t = 0$, deci $a = 0$, $r = r_1 = r_2$, prin urmare intradosul reprezintă o porțiune din cercul $(x + x_0)^2 + (y + y_0)^2 = r_1^2$.

Traiectoria extradosului

Se utilizează condiția $d\,\Gamma/ds = \text{ct}$ cu unele modificări în ordinea etapelor de calcul.

Viteza pe extrados. Se înlocuiește valoarea circulației Γ și (2) devine $d\,(w \cdot \cos ß) = \text{ct}\cdot ds$, sau prin integrare $w \cdot \cos ß = C \cdot s + C_w$. Cele două constante C și C_w se determină din condiții la limită. Astfel, pentru $s = 0$, $w = w_1$, $\beta = \beta_1$ rezultă $C_w = w_1 \cdot \cos \beta_1 = w_{1u}$. A doua condiție permite obținerea constantei C este :

$$s = s_2,\ w = w_2\ \beta = \beta_2,$$

$$C = \frac{w_{2u} - w_{1u}}{s_2} = \frac{\Delta w_u}{s_2} \tag{15}$$

În acest caz viteza de curgere w se exprimă sub forma :

$$w = \frac{w_{1u} + C\cdot s}{\cos \beta} \tag{16}$$

Exprimarea în raport cu o singură variabilă se face astfel :

$$d\beta = \frac{ds}{r} = \frac{ds}{w^2/a_n} = a_n \cos^2 \beta \frac{ds}{(w_{1u} + C\cdot s)}$$

Separînd variabilele și integrînd $\dfrac{d\beta}{\cos^2 \beta} = a_n \cdot \dfrac{ds}{(w_{1u} + C\cdot s)^2}$ se obține $\operatorname{tg} \beta = K_1 - \dfrac{a_n}{C} \cdot \dfrac{1}{w_{1u} + C\cdot s}$.

Pentru s = 0, $\beta = \beta_1$, $K_1 = \operatorname{tg} \beta_1 + \dfrac{a_n}{C} \cdot \dfrac{1}{w_{1u}}$, deci :

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \beta_1 + \frac{a_n}{C}\left(\frac{1}{w_{1u}} - \frac{1}{w \cos \beta}\right) \tag{17}$$

Se determină accelerația normală aplicînd condiția $\beta = \beta_{2t}$.

$$w = w_2,\ a_n = \frac{C(\operatorname{tg} \beta_{2t} - \operatorname{tg} \beta_1)}{\dfrac{1}{w_{1u}} - \dfrac{1}{w_{2u}}} =$$

$$= \frac{w_{1u} \cdot w_{2u}}{s_1} (\operatorname{tg} \beta_{2t} - \operatorname{tg} \beta_1) \tag{18}$$

Relația (17) se poate scrie și sub forma .

$$\operatorname{tg} \beta = K_1 - \frac{K_2}{w \cdot \cos \beta} \tag{19}$$

unde :

$$K_1 = \frac{\operatorname{tg} \beta_{2t} - \bar{w}_{1u} \cdot \operatorname{tg} \beta_1}{1 - \bar{w}_{1u}}$$

$$\bar{w}_{1u} = \frac{w_{1u}}{w_{2u}} = \frac{w_1 \cdot \cos \beta_1}{w_2 \cdot \cos \beta_{2t}},$$

$$K_2 = \frac{a_n}{C} = \frac{\operatorname{tg} \beta_{2t} - \operatorname{tg} \beta_1}{(1/w_{1u}) - (1/w_{2u})}$$

În consecință, din (19) se obține viteza numai funcție de unghiul ß :

$$w = \frac{K_2}{K_1 \cos \beta - \sin \beta} \tag{20}$$

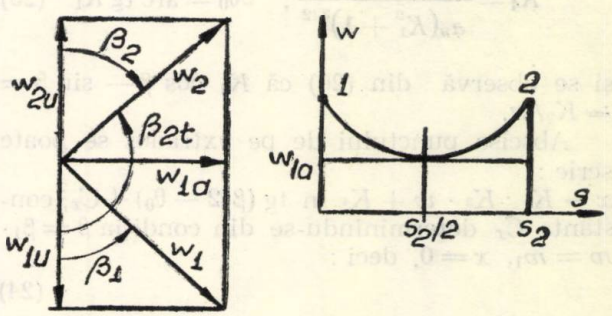


Fig. 5

Caz particular

Se consideră $w_1 = w_2$, $\beta_1 = \beta_2$, $\beta_{2t} = 180 - \beta_2$ (fig. 5). Cu aceste valori $w_{2u} = -w_{1u} = -w_1 \cdot \cos \beta_1$ încît rezultă constantele : $C = -2w_{1u}/s_2$, $\bar{w}_{1u} = -1$, $K_1 = 0$, $K_2 = -w_1 \sin \beta_1$. Egalizînd viteza w din (16) și (20) :

$w_{1u}(1 - ws/s_2)/\cos \beta = w_1 \sin \beta_1/\sin \beta$, deci :

$$\beta = \operatorname{arc\,ctg}\left(1 - \frac{2s}{s_2}\right) \cdot \operatorname{ctg} \beta_1 \quad \text{și} \quad w = w_1 \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta} \tag{21}$$

Funcția $w = w\,(s)$ prezintă un punct de minim (fig. 5) pentru $s = s_2/2$, $\beta = \pi/2$, $(w_{\min} = w_1 \sin \beta_1 = w_{1a})$. Întrucît $r = w^2/a_n$ rezultă că raza de curbură împrumută forma de variație a vitezei (fig. 5). În consecință, raza extradosului prezintă diferențe considera-

bile față de raza intradosului, care examinată în aceleași condiții particulare devenea constantă (fig. 2) : $w_1 = w_2$, $r_1 = r_2 = r = \text{ct.}$

Coordonatele mișcării pe traiectorie. Se mențin elementele traiectoriei precizate în figura 4 și relațiile aferente, modificîndu-se numai funcția care exprimă raza, prin intermediul (20), deci forma funcțiilor de integrat. Astfel :

$$x = \int r \cdot \sin\beta \cdot d\beta = \frac{K_2^2}{a_n} \int \frac{\sin\beta}{K_1 \cdot \cos\beta - \sin\beta} d\beta =$$

$$= \frac{K_2^2}{a_n} \cdot I_x$$

$$I_x = \int \frac{\sin\beta}{K_1 \cdot \cos\beta - \sin\beta} d\beta =$$

$$= \frac{K_1}{(K^2+1)(K_1 \cos\beta - \sin\beta)} +$$

$$+ \frac{\ln \operatorname{tg} \dfrac{\beta - \operatorname{arc\,tg} K_1}{2}}{(K_1^2+1)^{3/2}} \qquad (22)$$

Se notează $K_3 = \dfrac{K_2}{a_n(K_1^2+1)}$,

$$K_4 = \frac{K_2^2}{a_n(K_1^2+1)^{3/2}}, \quad 2\theta_0 = \operatorname{arc\,tg} K_1 \qquad (23)$$

și se observă din (20) că $K_1 \cos\beta - \sin\beta = K_2/w$.

Abscisa punctului de pe extrados se poate scrie : $x = K_1 \cdot K_3 \cdot w + K_4 \ln \operatorname{tg}(\beta/2 - \theta_0) + C_x$, constanta C_x determinîndu-se din condiția $\beta = \beta_1$, $w = w_1$, $x = 0$, deci :

$$x = K_1 K_3 (w - w_1) + K_4 \ln \frac{\operatorname{tg}\left(\dfrac{\beta}{2} - \theta_0\right)}{\operatorname{tg}\left(\dfrac{\beta_1}{2} - \theta_0\right)} \qquad (24)$$

În cazul ordonării punctului de pe extrados intervine integrala :

$$I_y = \int \frac{\cos\beta}{K_1 \cdot \cos\beta - \sin\beta} d\beta =$$

$$= \frac{1}{(K_1^2+1)(K_1 \cos\beta - \sin\beta)} +$$

$$+ \frac{K_1 \ln K_1 1 \dfrac{1}{2} \operatorname{arc\,tg} K_1}{(K_1^2+1)^{3/2}}$$

astfel că :

$$y = K_3 (w - w_1) + K_1 K_4 \ln \frac{\operatorname{tg}\left(\dfrac{\beta}{2} - \theta_0\right)}{\operatorname{tg}\left(\dfrac{\beta_1}{2} - \theta_0\right)} \qquad (25)$$

Aplicație numerică

Se consideră cazul particular de la paragraful anterior și se cere, cunoscînd $\beta_1 = \beta_2 = 25°$ și $B_p = 25$ mm, grosimea maximă a profilului.

Rezolvare. Datorită simetriei, grosimea maximă c_{max} se află la mijloc :

$$c_{max} = (Y_E)_{max} - (Y_I)_{max} + \Delta_1 \qquad (26)$$

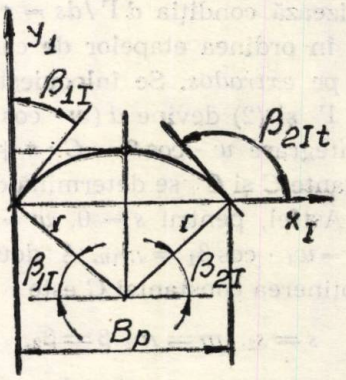


Fig. 6

Din figura 6 rezultă :

$$2r \cos\beta_{1I} = B_p, \quad r = B_p / 2\cos\beta_{1I}$$

$$(Y_I)_{max} = r(1 - \sin\beta_{1I}) = \frac{B_p}{2\cos\beta_{1I}}(1 - \sin\beta_{1I}) \qquad (27)$$

Pentru extrados cunoscînd deja $K_1 = 0$, $K_2 = w_1 \sin\beta_{1E}$, se determină din (18) accelerația normală :

$$a_n = \frac{w_1^2 \cos^2\beta_{1E}}{s_{2E}} 2 \cdot \operatorname{tg}\beta_{1E} = \frac{w_1^2 \sin^2\beta_{1E}}{s_{2E}}$$

și apoi $K_3 = \dfrac{-w_1 \sin\beta_{1E}}{a_n} = -\dfrac{s_{2E}}{2w_1 \cos\beta_{1E}}$,

$$K_4 = \frac{w_1^2 \sin^2\beta_{1E}}{a_n} \frac{s_{2E}}{2} \cdot \operatorname{tg}\beta_{1E}$$

Lungimea traiectoriei extradosului, s_{2E}, nu se cunoaște dar rezultă din condiția $x_{2E} = B_p$. În acest scop se particularizează (24) pentru $\beta = \beta_{2Et}$, astfel că $x_{2E} = \dfrac{s_2}{2} \cdot \operatorname{tg}\beta_1 \cdot \ln \dfrac{\operatorname{tg}\beta_{2Et}/2}{\operatorname{tg}\beta_{1Et}/2}$

sau $s_2 \cdot \operatorname{tg}\beta_1 = 2B_p/K_x$ unde $K_x = \ln \dfrac{\operatorname{tg}(\beta_{2Et}/2)}{\operatorname{tg}(\beta_{1Et}/2)}$

Din (25) pentru $K_1 = 0$ se obține :

$$Y_E = s_2 \operatorname{tg} \beta_{1E} \left(\frac{1}{\sin \beta_1} - \frac{1}{\sin \beta} \right) =$$

$$= \frac{2B_p}{K_x} \left(\frac{1}{\sin \beta_1} - \frac{1}{\sin \beta} \right)$$

ținînd seama și de expresia vitezei (20). Ordonata extradosului este maximă pentru $s = s_{2E}/2$, ceea ce înseamnă $\beta_E = \pi/2$ (21), deci :

$$(Y_E)_{max} = \frac{2B_p}{K_x} \left(\frac{1}{\sin \beta_{1E}} - 1 \right) \qquad (28)$$

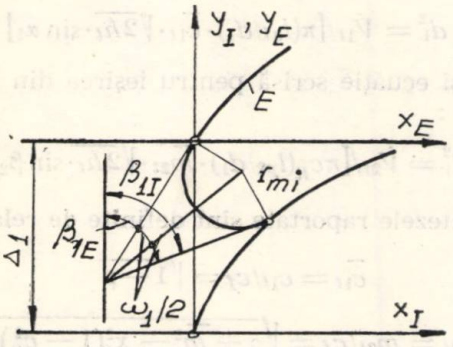


Fig. 7

Înlocuind în (26) se obține în final :

$$c_{max} = B_p \left[\frac{2}{K_x} \left(\frac{1}{\sin \beta_{1E}} - 1 \right) - \right.$$

$$\left. - \frac{1 - \sin \beta_{1I}}{2 - \cos \beta_{1I}} \right] + \Delta_1$$

Considerînd unghiul de ascuțire (fig. 7) $\omega_1 = 10^\circ$ rezultă :

$$\beta_{1E} = \beta_1 - \omega_1/2 = 25 - 5 = 20^\circ ;$$

$$\beta_{1I} = \beta_1 + \omega_1/2 = 25 + 5 = 30^\circ ,$$

valori care datorită simetriei se mențin și la ieșire, adică $\beta_{2Et} = 180 - \beta_{1E} = 160^\circ$. Cu aceste precizări $c_{max} = 0{,}266\ B_p + \Delta_1$. Translația axei x, Δ_1, este funcție de raza de racordare a muchiei de intrare (respectiv ieșire, deoarece unghiul de ascuțire corespunzător, ω_2 se poate alege diferit de ω_1). Presupunînd $r_{mi} = 1$mm și

$$\Delta_1 = \frac{2 r_{mi} \cos \omega_1/2}{\sin \beta_1 + \sin \omega_1/2} = \frac{2 \cdot 1 \cdot \cos 5^\circ}{\sin 25^\circ + \sin 5^\circ} = 3{,}908$$

deci $c_{max} = 6{,}65 + 3{,}91 = 10{,}56$ mm, sau $c_{max}/b = \bar{c}_{max} = 42{,}24\%$, ceea ce este plauzibil (în fig. 1, 43,5%). Grosimea c_{max} se poate modifica în limite relativ largi, cu ajutorul razei de racordare a muchiei de intrare r_{mi} și unghiului de ascuțire ω_1, pentru a îndeplini condițiile de rezistență.

Concluzii

1. Relațiile analitice obținute prezintă un grad ridicat de generalitate, îmbinînd cerințele funcționale (β_1, w_1, β_2, w_2) cu cele constructive (B_p, ω_1, r_{mi}).

2. Forma canalului de curgere este luată în considerare prin valorile β_1 și β_2.

3. Se creează posibilitatea determinării prin calcul a caracteristicilor aerodinamice, geometrice și mecanice ale profilelor de palete.

4. Expresiile analitice ale profilului paletei permit prelucrarea pe mașini cu comandă numerică, aproximarea formei profilului, precum și creșterea preciziei fazelor de control dimensional.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hobeanu Gh. C.* : Mașini termice energetice. Partea întîia. Teoria turbomașinilor termice, I.P.B., 1981.

CZ : 621.135

Particularitățile turbomașinilor termice utilizate în valorificarea temperaturilor mici și mijlocii

Dr. ing. Gheorghe Constantin **HOBEANU** — Institutul politehnic București

Introducere

Diferențele mici de temperatură între sursa caldă și cea rece conduc la căderi adiabatice mici, deci randamente scăzute ale ciclului termic. In acest context calitatea turbinei termice (t. t.) joacă un rol esențial, ea fiind capabilă să susțină sau să infirme viabilitatea unei scheme teoretice. Pe lîngă randamentul efectiv ridicat, se impune realizarea t.t. într-o singură treaptă, ceea ce îmbină simplitatea constructivă cu prețul de cost scăzut.

Alegerea și optimizarea parametrilor

Considerînd treapta axială un caz particular al treptei radiale, urmează că randamentul periferic η_u este funcție de nouă mărimi [1,

p. 300] ; dintre acestea mai importante sînt trei, și anume : raportul de viteze $x_f = u_1/c_f = 0{,}5\, d_1/\sqrt{2h_t}$, gradul de reacțiune ρ și gradul de radialitate $c_R = d_2/d_1$ (fig. 1). La rîndul său raportul, x_f este determinat de unghiul α_1 și ρ ; optimizarea acestei mărimi este tratată în lucrări de specialitate [1]. Pierderile

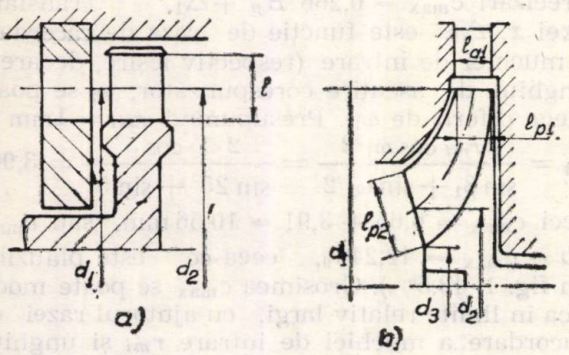


Fig. 1 Secțiune meridiană în treapta de turbină : a) axială ; b) radială.

secundare (și, deci, randamentul intern) sînt influențate de gradul de admisie ε și gradul de reacțiune ρ ; la ambele trepte (radială, axială) se recomandă $\varepsilon = 1$ (admisie totală). La treapta axială, micșorarea pierderilor prin scăpări impune un grad de reacțiune scăzut, în timp ce la treapta radială trebuie asigurată o valoare ρ_{min}, pentru evitarea curgerii inverse în rotor [1]. Pierderile mecanice adăugate la cele secundare și scăzute din η_u determină randamentul efectiv η_e; în cazul turbinelor cu reductor, unde raportul de demultiplicare i este ridicat, valoarea η_e poate fi afectată serios.

Turația specifică n_s (rapiditatea)

Diametrul mediu d_1 se poate exprima în două moduri :

a) din căderea adiabatică :

$$h_t = 0{,}5 c_f^2 \text{ și } c_f = u_1/x_f \text{ rezultă } d_1 = 2 \cdot x_f \cdot \sqrt{2h_t/\omega} \quad (1)$$

b) din ecuația de continuitate, aplicată la ieșirea din ajutaje :

$$d_1^2 = \dot{V}_{1t}/[\pi(l_{a1}/d_1) \cdot \bar{c}_{1t} \cdot \sqrt{2h_t} \cdot \sin\alpha_1] \quad (2)$$

Aceeași ecuație scrisă pentru ieșirea din palete devine :

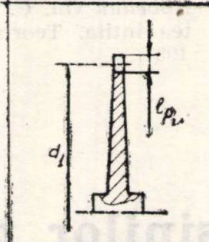
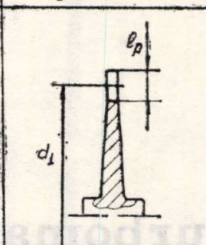
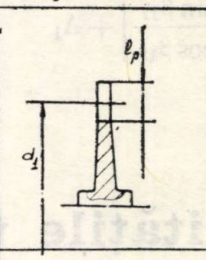
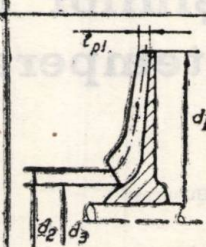
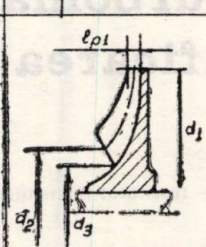
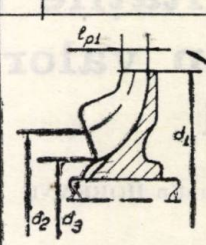
$$d_1^2 = \dot{V}_{2t}/[\pi c_R (l_{p2}/d_1) \cdot \bar{w}_{2t} \cdot \sqrt{2h_t} \cdot \sin\beta_2] \quad (3)$$

Aici vitezele raportate sînt definite de relațiile :

$$\bar{c}_{1t} = c_{1t}/c_f = \sqrt{1-\rho}$$

$$\bar{w}_{2t} = w_{2t}/c_f = \sqrt{\rho + \bar{w}_1^2 - x_f^2(1-c_R^2)} ;$$

Tabelul 1

Tipul treptei de turbină	Clasificarea și forma funcție de turația specifică n_s		
	treaptă lentă	treaptă normală	treaptă rapidă
	$n_s = 0{,}05 \div 0{,}31$	$n_s = 0{,}31 \div 0{,}52$	$n_s = 0{,}52 \div 0{,}85$
	$\frac{l_p}{d_1} = \frac{1}{30} \div \frac{1}{10}$	$\frac{l_p}{d_1} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{7}$	$\frac{l_p}{d_1} = \frac{1}{7} \div \frac{1}{5}$
AXIALA $c_R = 1{,}0$			
RADIALA $c_R < 1{,}0$			
	$c_R = \frac{d_2}{d_1} = 0{,}2 \div 0{,}3$	$c_R = 0{,}3 \div 0{,}4$	$c_R = 0{,}4 \div 0{,}6$
	$\frac{l_{p1}}{d_1} = \frac{1}{40} \div \frac{1}{20}$	$\frac{l_{p1}}{d_1} = \frac{1}{20} \div \frac{1}{10}$	$\frac{l_{p1}}{d_1} = \frac{1}{10} \div \frac{1}{5}$

$$\bar{w}_1 = w_1/c_f = \varphi \cdot \sqrt{1-\rho \cdot \sin\alpha_1/\sin\beta_1}$$

$$\beta_1 = \text{arc tg}\,(\text{ctg}\,\alpha_1 - x_f/\varphi \cdot \sqrt{1-\rho}\,\sin\alpha_1)^{-1}.$$

Egalînd d_1 din (1) cu valoarea dată de (2), respectiv (3), și grupînd complecșii adimensionali n_{s1}, n_{s2} se obține :

$$n_{s1} = \omega \dot{V}_{1t}^{0,5} / h_t^{0,75} = 2^{1,75} \sqrt{\pi} \cdot x_f \cdot \sqrt{(l_{a1}/d_1) \cdot \bar{c}_{1t} \cdot \sin \alpha_1} \quad (4)$$

$$n_{s2} = \omega \dot{V}_{2t}^{0,5} / h_t^{0,75} = 2^{1,75} \sqrt{\pi} \cdot x_f \cdot \sqrt{c_R (l_{p2}/d_1) \cdot \bar{w}_{2t} \cdot \sin \beta_2} \quad (5)$$

Se observă că turația specifică n_{s1} — la ieșirea din ajutaje, respectiv n_{s2} — la ieșirea din palete și deci din treaptă, se poate interpreta în două moduri :

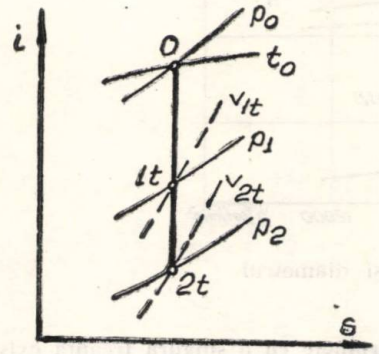


Fig. 2 Procesul teoretic în diagrama i—s.

I) n_s funcție de :

a) parametrii de stare și natura fluidului, deoarece căderea h_t este determinată în principal de temperaturile t_0 și t_{2t}, iar debitul volumic V_{2t} depinde de volumul specific v_{2t} (fig. 2) ;

b) viteza unghiulară ω;

c) puterea teoretică a treptei P_t deoarece $\dot{V}_{2t} = D v_{2t}$ și $D = \dfrac{P_t}{h_t}$

II) n_s funcție de :

a) schema cinematică a treptei caracterizată prin raportul de viteze x_f, vitezele raportate $\bar{c}_{1t}$ și $\bar{w}_{2t}$, α_1, β_2;

b) tipul treptei, cu acțiune sau cu reacțiune, ceea ce influențează x_f, $\bar{c}_{1t}$, $\bar{w}_{2t}$;

c) geometria treptei exprimată prin c_R și rapoartele l_{a1}/d_1 respectiv l_{p2}/d_1.

Puterea teoretică necesară P_{tn}.

Din (5) scriind $\dot{V}_{2t} = D v_{2t}$ se determină debitul :

$$D = \left(n_{s2} h_t^{(0,75)}\right)^2 / \omega^2 \cdot v_{2t}$$

Întrucît poziția destinderii este precizată din succesiunea transformărilor care alcătuiesc ciclul termic, mărimile h_t și v_{2t} au valori determinate ; asigurarea unui randament efectiv η_e ridicat este condiționată de schema cinematică și geometria treptei, ceea ce determină turația specifică n_{s2}, conform (5). Pe de altă parte, viteza unghiulară ω este funcție de turația generatorului electric G, care poate fi 3000, 6000 rot/min (cîmp magnetic învîrtitor în rotor) ; folosind reductoare existente în țară $\omega_{max} = 400\pi s^{-1}$ (12000 rot/min). Urmează că debitul D din (6) este consecința restricțiilor menționate, deci treapta de turbină trebuie dimensionată la puterea adiabatică (teoretică) necesară :

$$P_{tn} = h_t \cdot D = (n_{s2}/\omega)^2 h_t^{2,5} / v_{2t} \quad (7)$$

Aplicație numerică

Se consideră treapta de turbină termică cu valorile indicate în tabelul 2. Să se determine :

a) turația specifică n_s;

Date inițiale — *Tabelul 2*

Mărimea / Tipul treptei	x_f	l_1	$\bar{c}_{1t}$	$\bar{w}_{2t}$	β_2	varianta 1 h_{t1} [kJ/kg]	varianta 1 v_{2t} [m³/kg]	varianta 2 h_{t2} [kJ/kg]	varianta 2 v_{2t} [m³/kg]
axială $c_R = 1,0$	0,475	13	0,975	0,525	25	13	0,115	81,2	0,111
radială $c_R = 0,4$	0,740	18	0,682	0,361	28	81,2	0,111	—	—

Determinarea turației specifice — *Tabelul 3*

Parametrul	Forma constructivă a treptei								
	axială $c_R = 1,0$				radială $c_R = 0,4$				
$\frac{l_{p1}}{d_1}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{7}$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$
n_s	0,244	0,422	0,504	0,597	0,320	0,453	0,640	0,906	0,514 *
tipul treptei	lentă	normală	rapidă		lentă	normală	rapidă		normală spre rapidă

* valoarea $n_s = 0,514$ se referă la ieșirea din treaptă, deci l_{p1}/d_1 trebuie interpretat $l_{p2}/d_1 = 1/5$

b) puterile teoretice necesare și diametrele medii d_1, dacă turația n primește valori 3000, 6000 și 12000 rot/min.

Rezolvare. Din tabelul 1 se aleg rapoartele l_p/d_1, pentru $c_R = 1{,}0$ și se aplică (5) obținînd valorile $n_s = n_{s2}$ (tab. 3); aplicînd (4) rezultă

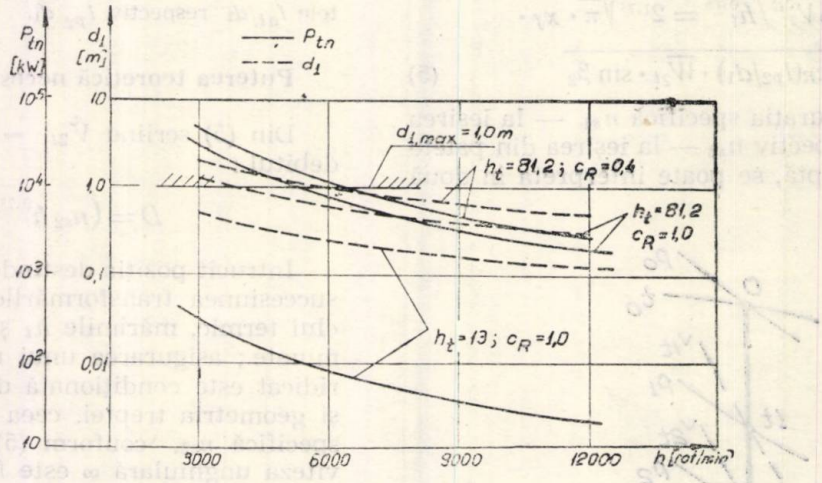


Fig. 3 Variația puterii teoretice P_{tn} și diametrul mediu d_1 cu turația n.

$n_{s1} = 0{,}242$; 0,419 ; 0,501 ; 0,593 deci la treapta axială cu acțiune $n_{s1} \approx n_{s2}$. Pentru treapta radială se aplică (4) ; deci în tabelul 3, $n_s = n_{s1}$; valoarea 0,514 este calculată cu (5). Rezultatele numerice de la **b** se obțin cu (7) $d_1 = 2x_f\sqrt{2h_t/\omega}$, fiind prezentate grafic în figura 3.

Concluzii

a) turația specifică n_s trebuie corelată cu schema cinematică a treptei, conform (4) și (5), întrucît alegerea arbitrară determină erori importante (v. tab. 1 comparativ cu tab. 3) ;

b) la turbina cu mai multe trepte n_u crește de la intrare spre ieșire ; aceeași variație intervine la treapta cu reacțiune între ieșirea din ajutaje, respectiv palete ;

c) la turbinele cu o singură treaptă există debite optime, deci puteri adiabatice necesare P_{tn} , care asigură randamente efective η_e ridicate. În consecință în valorificarea temperaturilor mici și mijlocii trebuie stabilite trepte de putere la care corespund agregate tip modul.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hobeanu, Gh.:* Mașini termice energetice. Partea întîia : Teoria turbomașinilor termice, I.P.B., 1981.

CZ : 621.313.333

Calculul numeric al influenței efectului pelicular asupra parametrilor rotorului mașinilor asincrone cu înfășurare în colivie

Ing. Erhard A. **BERWANGER** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Introducere

Utilizarea tot mai largă a calculatoarelor electronice în proiectarea mașinilor electrice impune, în unele cazuri și găsirea unor metode noi de calcul. Determinarea influenței efectului pelicular, a refulării curentului, se poate face cu algoritmuri elaborate special pentru a fi programate.

După o sumară prezentare a efectului pelicular, se enumără și se descriu-succint-principalele metode de calcul utilizate în prezent. Se descriu, în continuare, o nouă metodă de calcul,

rezultatele numerice obținute și subprogramul de calcul aferent.

Efectul pelicular — prezentare principală

Toate metodele de calcul privind influența efectului pelicular pornesc de la următoarele ipoteze simplificatoare :

— permeabilitatea magnetică a fierului este infinită ;

— crestătura este foarte lungă, deci nu apar efecte marginale ;

— liniile de cîmp ale cîmpului magnetic de dispersie sînt perpendiculare pe pereții laterali și pe înălțimea crestăturii (fig. 1) ;

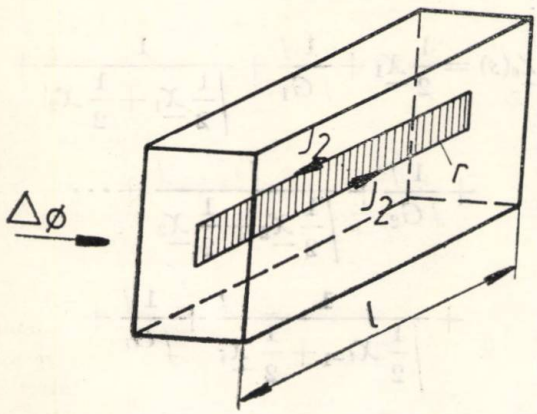


Fig. 1 Repartiția densității de curent într-o bară dreptunghiulară.

— vectorii (intensitatea cîmpului electric și densitatea de curent) au componente doar de-a lungul axei conductorului.

Din legea inducției aplicată pe conturul Γ și legea conducției rezultă :

$$\Phi_\Gamma \bar{E}d\bar{l} = J_1 \frac{l}{\varkappa} - J_2 \frac{l}{\varkappa} = -\frac{d}{dt}\int_{s_r} \bar{B}d\bar{s} = -\frac{d}{dt}\Delta\Phi$$

respectiv :

$$J_2 = J_1 + \frac{\varkappa}{l}\frac{d}{dt}\Delta\Phi$$

Ecuația (1) arată că dacă fluxul magnetic este variabil, repartiția densității de curent J nu este uniformă. În cazul unor variații sinusoidale, ecuația (1) poate fi pusă sub formă complexă :

$$\underline{J}_2 = \underline{J}_1 + j\omega\frac{\varkappa}{l}\underline{\Delta\Phi} \qquad (1, a)$$

Din ecuația (1, a), se vede că refularea curentului este cu atît mai accentuată, cu cît fluxul $\underline{\Delta\Phi}$, conductivitatea electrică a conductorului $\varkappa$ și frecvența ω sînt mai mari. Fluxul depinde de forma crestăturii și crește odată cu creșterea înălțimii acesteia. Repartiția neuniformă a densității de curent are ca urmare creșterea rezistenței barei în curent alternativ și reducerea reactanței de dispersie a crestăturii.

Metode de calcul utilizate

De obicei, se calculează raportul dintre rezistența reală și rezistența în c.c. a porțiunii de conductor situată în crestătură, coeficientul lui Field, k_R, și raportul dintre reactanța reală pe crestătură și cea în c.c., k_X.

I. În (2) se prezintă o metodă exactă de calcul al coeficienților k_R și k_X, pentru crestături în formă de trapez și de pană. Coeficienții sînt determinați din ecuațiile cîmpului electromagnetic pentru crestătura mașinii. Tot din ecuațiile cîmpului, se calculează coeficienții pentru crestături trapezoidale, rotunde și în formă de „T", în [1]. Dezavantajul acestor metode este că ficare tip de crestătură trebuie analizat separat, analiza fiind de obicei foarte dificilă.

II. În [5] se calculează coeficienții k_R și k_X pentru bare trapezoidale. La înălțimea x din bară (fig. 2), se decupează un strat foarte subțire dx, căruia i se atribuie o reactanță

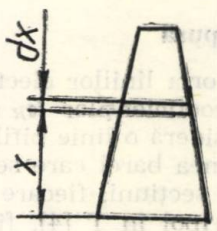


Fig. 2 Secțiune printr-o bară trapezoidală.

foarte mică A și o rezistență foarte mare B. Fie $\underline{Z}(x)$ impedanța barei sub stratul decupat. La creșterea înălțimii cu dx, impedanța $\underline{Z}(x)$ crește prin conectarea în paralel a lui $\underline{B}$ (se adaugă metal) și prin conectarea în serie a lui A (crește dispersia), figura 3. Pe baza acestui

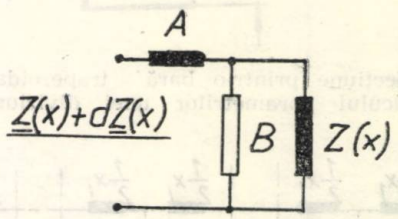


Fig. 3 Schema echivalentă a barei [5].

raționament, rezultă o ecuație diferențială de tip Ricatti, care se rezolvă exact cu funcții cilindrice. Se prezintă și o metodă aproximativă de rezolvare, prin dezvoltări în fracții continue,

care se pot reprezenta prin lanțuri de cuadripoli. Metoda tratează doar crestăturile trapezoidale dar atinge toate aspectele de bază care au dus la metodele numerice de calcul.

III. În [6, 8] se prezintă o metodă elaborată special pentru calculul numeric. Conductorul masiv se împarte pe înălțime într-un număr finit de secțiuni, pentru fiecare scriindu-se teorema a doua a lui Kirchoff. Din sistemul de ecuații obținut se calculează curenții parțiali (pentru o secțiune) și fluxurile corespunzătoare. Cu aceasta se determină :

$$K_R = \frac{S}{T}, \text{ respectiv } K_x = \frac{W_{m_{ca}}}{W_{m_{cc}}}, \text{ unde :}$$

S — suma cîturilor dintre pătratele curenților aparenți și a conductivității pentru fiecare element ;
T — curent total/conductivitate totală ;
$W_{m_{ca}}$ — energia magnetică cu refulare ;
$W_{m_{cc}}$ — energia magnetică fără refulare.

Metoda este aplicabilă pentru orice tip de bară, iar rezultatele sînt similare cu cele obținute prin metoda propusă, fiecare metodă putîndu-se deduce din cealaltă. Calculul lui k_R și k_X după metoda din [6] și [8] este însă mult mai dificil de programat și de analizat, din punct de vedere matematic. Nu se dau indicații asupra convergenței calculului.

Metoda propusă

Se aplică teoria liniilor electrice lungi pentru calculul coeficienților k_R și k_X (4). Bara rotorică se consideră o linie bifilară de lungime egală cu înălțimea barei care se divide într-un număr finit de secțiuni, fiecare fiind modelată printr-un cuadripol în T [4], figura 5. Pentru secțiunea i (fig. 4 și fig. 5) :

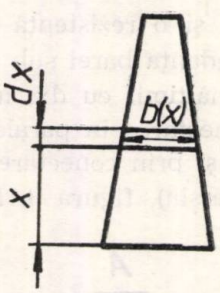


Fig. 4 Secțiune printr-o bară trapezoidală pentru calculul parametrilor unei diviziuni i.

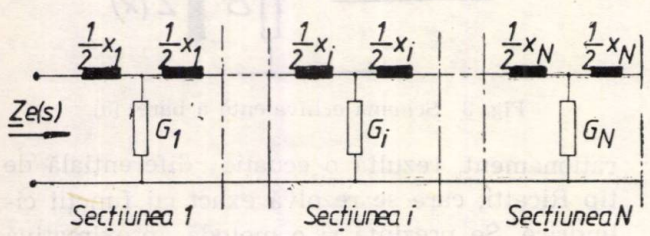


Fig. 5 Lanț de cuadripoli în „T".

— rezistența longitudinală este practic nulă : secțiunea $b\ (x)$ x_j este foarte mare, iar lungimea dx foarte mică ;

— reactanța longitudinală :

$$\underline{X}_i = j\omega s\mu_0 \frac{l dx}{b(x)}$$

— capacitatea transversală este evident nulă ;

— conductanța transversală :

$$G_i = \varkappa \frac{b(x)dx}{l}$$

Cuadripolii obținuți se conectează în lanț și se calculează o impedanță echivalentă Z_e (s) [7] :

$$\underline{Z}_e(s) = \frac{1}{2}\underline{X}_1 + \frac{1}{/\,G_1} + \cfrac{1}{\left/\frac{1}{2}\underline{X}_1 + \frac{1}{2}X_2\right.} +$$

$$+ \frac{1}{/\,G_2} + \cfrac{1}{\left/\frac{1}{2}\underline{X}_2 + \frac{1}{2}\underline{X}_3\right.} + \cdots$$

$$+ \cfrac{1}{\left/\frac{1}{2}X_{i-1} + \frac{1}{2}\underline{X}_i\right.} + \frac{1}{/\,G_i} +$$

$$+ \cfrac{1}{\left/\frac{1}{2}\underline{X}_i + \frac{1}{2}\underline{X}_{i+1}\right.} + \cdots$$

Convergența unei dezvoltări în fracții continue de asemenea formă este garantată de teorema lui Stieltjes [7, pag. 393]. Nu se poate spune nimic despre viteza de convergență a fracției continue ; numărul de secțiuni necesar pentru atingerea preciziei dorite se determină pentru fiecare tip de bară în modul expus mai jos. Coeficienții sînt :

$$k_R = \frac{R_e(\underline{Z}_e(s))}{R_{cc}}$$

$$k_x = \frac{Im(\underline{Z}_e(s))}{\omega\mu_0\lambda_{c2}}$$

Variația lățimii secțiunii $b\,(x)$ este caracteristică pentru fiecare tip de bară. Avantajul metodei constă tocmai în faptul că descriind legea de variație a lui $b\ (x)$ se pot analiza rapid orice tipuri de bare masive.

Rezultate numerice

Metoda propusă a fost testată cu bare dreptunghiulare, dreptunghiulare teșite, trapezoidale, rotunde și în formă de „T". În figurile 6, 7 și 8 se prezintă rezultatele obținute cu bare

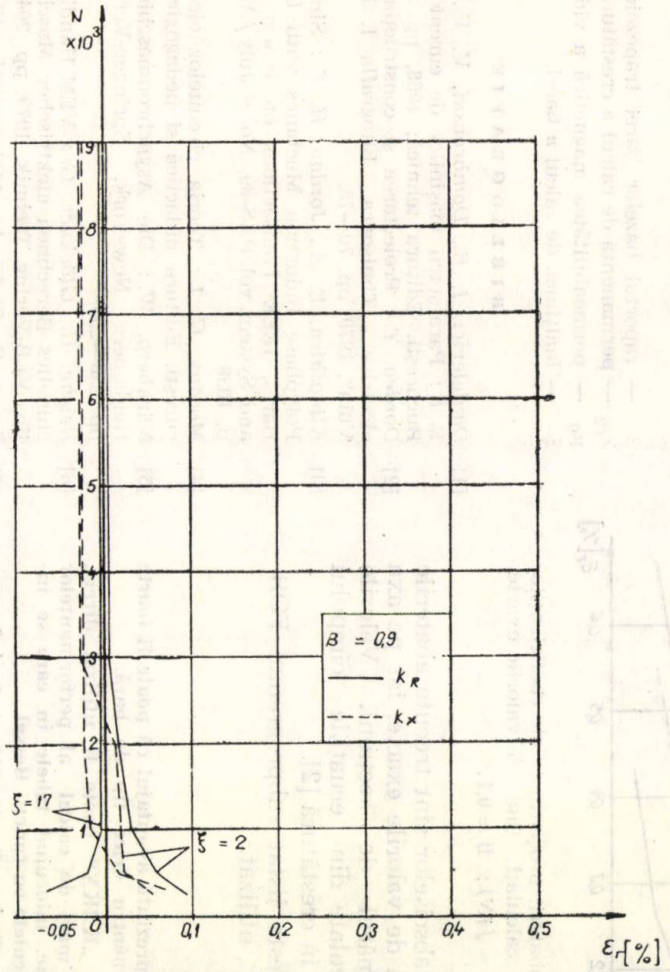


Fig. 6 Diagrama abaterii procentuale a coeficienților K_R și K_X calculați față de valorile exacte, pentru : $\varepsilon_r = f(N)$; ß = 0,9.

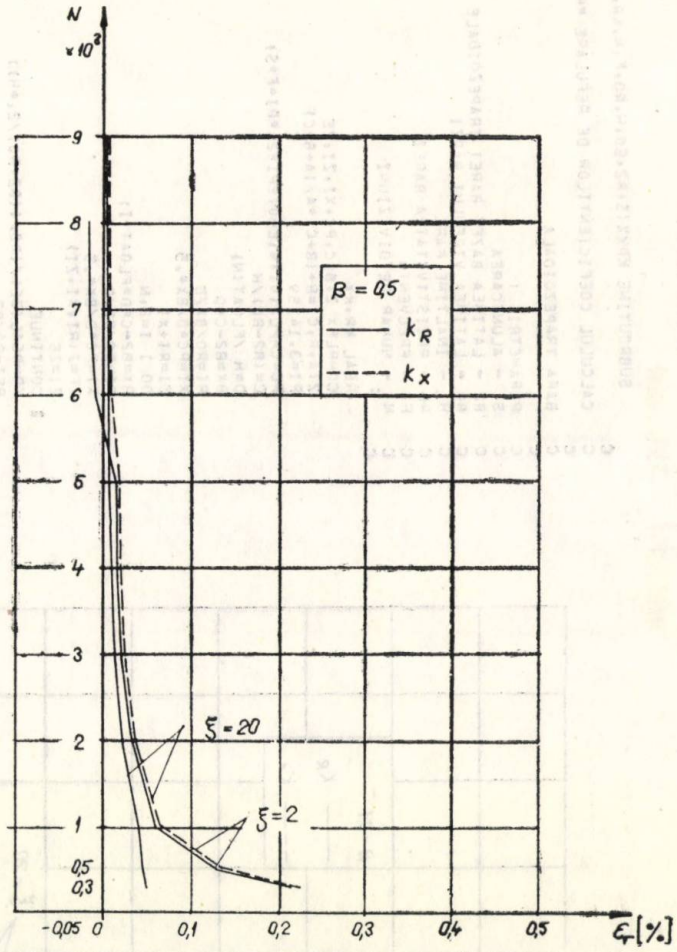


Fig. 7 Diagrama abaterii procentuale a coeficienților K_R și K_X calculați față de valorile exacte, pentru : $\varepsilon_r = f(N)$; ß = 0,5.

trapezoidale. Cele șase forme alese reprezintă situații extreme, pe baza lor putîndu-se trage concluzii general valabile pentru bara trapezoidală. Pe axa absciselor sînt trecute abaterile procentuale față de valorile exacte, iar pe axa ordonatelor numărul de secțiuni. Valorile exacte sînt calculate din ecuațiile cîmpului electromagnetic în crestătură [2].

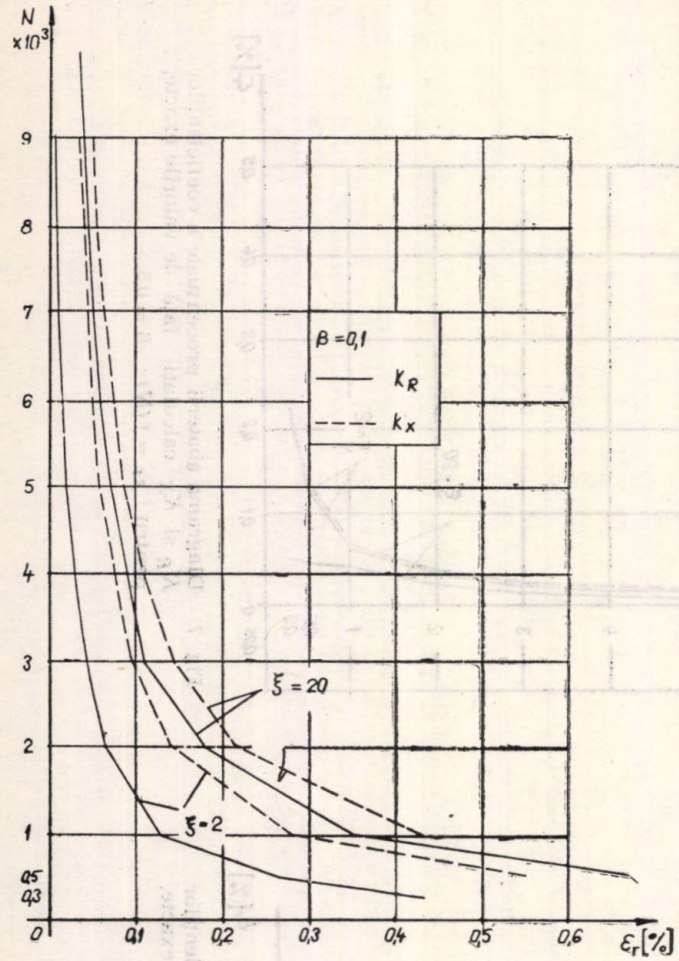


Fig. 8 Diagrama abaterii procentuale ale coeficienților K_R și K_X calculați față de valorile exacte, pentru : $\varepsilon_r = f(N)$; $\beta = 0{,}1$.

În figura 9 este listat subprogramul FORTRAN, „KRKX", utilizat.

Concluzii

Noua metodă prezintă avantajul că poate fi foarte ușor programată pentru orice tip de bară.

Subprogramul „KRKX" poate fi utilizat direct, în programe mai mari de calcul al performanțelor mașinilor asincrone, înlocuind tabele în care se interpolează, sau calculele cu funcții Bessel.

Cu ajutorul graficelor din figurile 6, 7 și 8, care se pot ridica similar și pentru alte tipuri de bară, și de precizia dorită, se impune în anumit număr de diviziuni N.

Timpul mediu de calcul pentru N = 1000 este de aproximativ 1,2 sec.

Anexă

Notațiile neexplicate în text :

l — lungimea barei. Se consideră unitară,
R_{cc} — rezistența în curent continuu a barei,
s — alunecarea ;

```
      SUBROUTINE KRKX(S,B2,B0,H,RO,F,N,KR,KX)
C
C   CALCULUL COEFICIENTILOR DE REFULARE KR SI KX
C
C   BARA TRAPEZOIDALA
C
C   PARAMETRII :
C   S  - ALUNECAREA                                  /-/
C   B2 - LATIMEA BAZEI BAREI TRAPEZOIDALE            /M/
C   B0 - LATIMEA VIRFULUI BAREI                      /M/
C   H  - INALTIME BARE                               /M/
C   RO - REZISTIVITATEA BAREI                        /OHM*M/
C   F  - FRECVENTA                                   /HZ/
C   N  - NUMAR DE DIVIZIUNI
C
      REAL KR,KX
      COMPLEX Z,B,C,PC,XI,ZI,ZE
      Z(A,B,C)=B+(B+C)*A/(A+B+C)
      PI=3.14159
      PC=CMPLX(0.,4.E-07*PI*2.*PI*F*S)
      C=(B2-B0)/H
      D=H /FLOAT(N)
      BX=B2-C*D
      RI=RO/BX/D
      XI=PC*D/BX*.5
      ZI=RI+XI
      DO 1 I=2,N
      BX=B2-C*D*FLOAT(I)
      RI=RO/BX/D
      XI=PC*D/BX*.5
      ZE=Z(RI,XI,ZI)
      ZI=ZE
    1 CONTINUE
      KR=REAL(ZE)/(RO/((B2+B0)/2.*H))
      BET=B0/B2
      BETP=BET**2
      Y =3.*BET/(1.-BET)/(1.-BETP)*(ALOG(1./BET)/
     A(1.-BETP)-.75+.25*BETP)
      KX=AIMAG(ZE)/(2.*PI*F*S*4.E-07*PI*H/3./B0*Y)
      RETURN
      END
```

Fig. 9 Subprogram FORTRAN

β — raportul bazelor barei trapezoidale [1] ;
λ_{c2} — permanența de calcul a crestăturii rotorice ;
μ_0 — permeabilitatea magnetică a vidului ;
ξ — înălțimea de calcul a barei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Danielevici, I. B., Dombrovski, V. V., Kazovski, E. I.* : Parametrii mașinilor de curent alternativ, București, Editura tehnică, 1968, pp. 146—160.

[2] *Dordea, T.* : Proiectarea și construcția mașinilor electrice, Timișoara, Litografia I. P. „Traian Vuia", 1979, pp. 70—75.

[3] *Klingshirn, E. A., Jordan, H. E.* : Simulation of Polyphase Induction Machines with Deep Rotor Bares, IEEE Transactions on Power Apparatus and System, vol. PAS-89, No. 6 July/August 1970. p. 1038.

[4] *Mocanu, C. I.* : Teoria circuitelor electrice, București, Editura didactică și pedagogică, 1979.

[5] *Nürnberg, W.* : Die Asynchronmaschine, Berlin, Heidelberg New-York, Springer-Verlag, 1979, pp. 238—256.

[6] *Reiche, H., Glöckner, G.* : VEM-Handbuch. Maschinelles Berechnen elektrischer Maschinen, Berlin, VEB-Verlag Technik, 1973, pp. 204—209.

[7] *Souer, R., Szabó, I.* : Matematische Hilfsmittel des Ingenieurs Teil 111, Berlin, Heidelberg New-York, Springer-Verlag, 1968, pp. 386—413.

[8] *Vogt, K. u. a.* : Elektrische Maschinen. Berechnung rotierender elektrischer Maschinen, Berlin. VEB Verlag Technik, pp. 333—362.

CZ : 621.22

Aplicarea rețelei plane de profile la studiul rotorilor radial-axiali ai mașinilor hidraulice

Dr. ing. Iacob **VOIA** — Centrul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru echipamente hidroenergetice (C.C.S.I.T.E.H.) — Reșița

Punerea problemei

Studiul rotorilor radial-axiali ai mașinilor hidraulice, apelînd la rețeaua plană de profile hidrodinamice, se impune tot mai mult în ultimul timp [1, 2, 3]. Acest fapt este susținut de extinderea aplicării calculatoarelor numerice, care creează o vastă posibilitate de analiză obiectivă și sistematică.

Introducerea metodei implică un volum mare de lucrări de organizare a datelor, de dezvoltare și adaptare a metodei la condițiile concrete ale fiecărui laborator de cercetare. În lucrare se prezintă unele rezultate obținute în acest domeniu, în laboratorul C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

Metoda de dezvoltare a studiului se bazează pe următoarele observații :

— considerînd un rotor radial-axial al unei mașini hidraulice, pe baza experimentului de laborator (EL), se stabilește caracteristica sa universală ;

— aplicînd geometriei paletei-rotor o transformare conformă (TC), se stabilește corespondența paletei spațiale cu o infinitate de rețele plane drepte.

Sugestiv, aceste corespondențe sînt prezentate în figura 1.

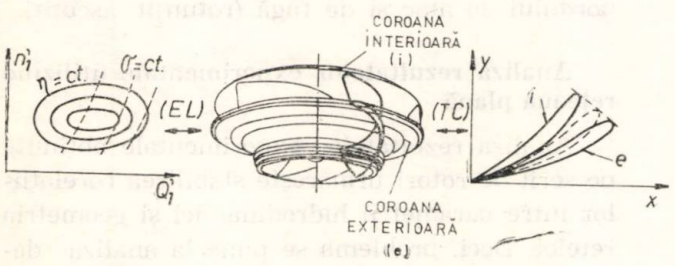


Fig. 1 Corelația geometrie paletă rețea plană (TC) și respectiv geometrie paletă caracteristică universală (EL).

Deci, pentru studiul caracteristicilor hidrodinamice ale unui rotor radial-axial, se poate utiliza rețeaua plană ai cărei parametri geometrici pot fi sistematizați și analizați mai simplu.

Deoarece metodica de determinare experimentală a caracteristicilor universale este bine cunoscută [1], vom prezenta — în continuare — numai transformarea conformă.

Transformarea conformă a paletei

Metodele de calcul al paletei rotor consideră mișcarea tridimensională din zona rotorului compusă din două elemente : o mișcare axial-simetrică și o mișcare pe suprafețe axial-simetrice, a căror axă este comună cu axa de rotație a mașinii [1, 2].

Suprafețele axial-simetrice sînt generate de liniile de curent din planul meridian prin rotirea lor în jurul axei. Din intersecția acestor suprafețe cu palete rotor rezultă rețelele de profile, dispuse pe suprafețele axial-simetrice și care se transformă conform în plan [2, 3].

Considerînd suprafața de coordonare curbilinii izotermice $S(\xi, \eta)$ și planul $N(X\ Y)$ se poate spune că funcția θ reprezintă conform suprafața S pe planul N, dacă în două puncte ce corespund pe cale două suprafețe, pentru orice direcție, există relația :

$$\theta = \frac{dS}{ds} = \text{constant}, \qquad (1)$$

sau în fiecare punct transformarea păstrează unghiurile [4, 5].

Deoarece :

$$ds^2 = ds_\xi^2 + ds_\eta^2$$

$$dS^2 = dX^2 + dY^2$$

rezultă :

$$dS^2 = \theta^2 ds^2$$

$$\cos(ds, ds_\xi) = \frac{ds_\xi}{ds} = \frac{\theta ds_\xi}{\theta ds} = \frac{dX}{dS} =$$

$$= \cos(dS, dX)$$

$$\sin(ds, ds_\eta) = \frac{ds_\eta}{ds}\,\frac{\theta ds_\eta}{\theta ds} = \frac{dY}{dS} = \sin(Ds, dY)$$

Pentru o suprafață axial-simetrică (fig. 2), dacă se consideră coordonatele cilindrice (r, φ), rezultă :

$$ds_\eta = dl_m, \quad ds_\xi = \gamma d\varphi$$

respectiv funcția de transformare conformă devine :

$$\theta = \frac{dS}{ds} = \frac{dX}{ds_\xi} = \frac{R \cdot d\varphi}{\gamma \cdot d\varphi} = \frac{R}{r}, \qquad (2)$$

unde s-a introdus dependența $dX = Rd\varphi$, cu R ales arbitrar.

Deci funcția de transformare conformă a unei suprafețe axial-simetrice pe planul $N(X, Y)$ este dată de :

$$\theta \equiv \begin{cases} Y = R \int_{r_1}^{r_2} \frac{dl_m}{r} \\ X = R \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} d\varphi \end{cases} \qquad (3)$$

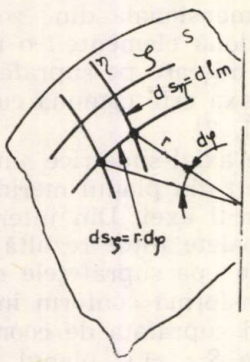


Fig. 2 Coordonatele pe suprafața axial simetrică.

Pentru rotorii mașinilor hidraulice se utilizează o formă mai convenabilă calculelor inginerești, funcția de transformare fiind în acest

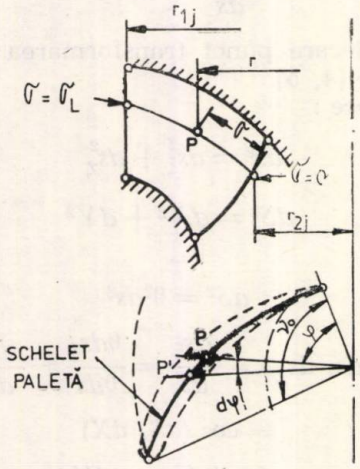


Fig .3 Parametrii geometrici ai paletei rotor.

caz dată de relațiile (3) pe baza notațiilor din figura 3 :

$$(TC) \equiv \begin{cases} Y = R_0 \int_0^{\sigma} \frac{d\sigma}{r} \\ X = R_0 \varphi \end{cases} \quad \text{cu} : \begin{cases} \frac{1}{R_0} = \frac{1}{\sigma_L} \int_0^{\sigma_L} \frac{d\sigma}{r} \\ \sigma_L = \int_0^{\sigma_L} d\sigma \end{cases} \qquad (4)$$

Transformarea se poate aplica scheletului paletei, sau profilului, după obiectul studiului.

Pentru unele cazuri particulare, relațiile se simplifică. Spre exemplu, la suprafețele cilindrice $r = R_0 = \text{const.}$ și rezultă $Y = \sigma$, $X = R_0 \varphi$, ceea ce revine la a desfășura suprafața (cazul rotorilor axiali de tip Kaplan sau bulb). Dacă suprafața e un plan radial, atunci $d\sigma = dr$ și $Y = R_0 \ln \frac{r}{r_2}$ respectiv $X = R_0 \varphi$, deci rezultă funcția de reprezentare logaritmică.

Rețeaua plană

Rețeaua plană rectilinie formată din profile hidrodinamice este caracterizată geometric de elementele din figura 4, anume : pasul rețelei $\bar{t}$ (sau pasul relativ t/l) pentru coarda unitară $l = 1$ și unghiul de instalare în rețea λ.

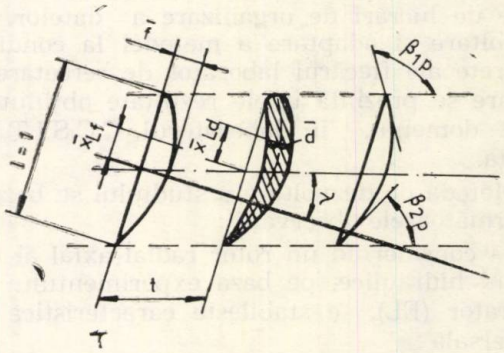


Fig. 4 Geometria rețelei plane.

Geometria profilului este caracterizată, în principal, de curbură $(\bar{f}, \bar{x}_{Lf})$, grosimea maximă $(\bar{d}, \bar{x}_{Ld})$, unghiurile de la intrare și ieșire ale scheletului (β_{1p}, β_{2p}) și respectiv geometria bordului de atac și de fugă (rotunjit, ascuțit).

Analiza rezultatelor experimentale utilizînd rețeaua plană

Analiza rezultatelor experimentale obținute pe serii de rotori urmărește stabilirea corelațiilor între parametrii hidrodinamici și geometria rețelei. Deci, problema se pune la analiza dependenței acestor parametri, de geometria rețelei plane. Vom exemplifica cîteva aspecte în continuare.

Parametrii regimului optim. Rezultatele experimentale privind încercarea a nouă variante rotori în același traseu fix prezintă pozițiile punctelor optime ca în figura 5. Rotorii au fost calculați cu metode diferite ; geometria paletei diferă mult de la rotor la rotor. O analiză după metode obișnuite, dată fiind dispersia așa de mare, este greu de realizat.

Considerînd parametrii hidrodinamici în punctul optim, să încercăm o analiză a dependențelor de forma :

$$n_1' = f(\beta_{1p}, \bar{f})$$

$$Q_1' = \varphi(\beta_{2p}, \lambda)$$

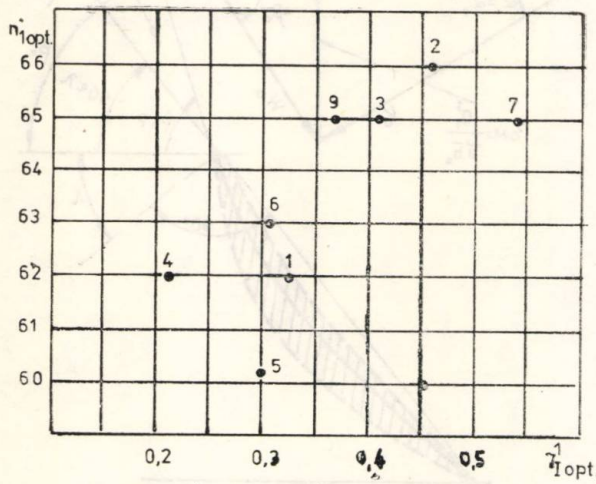


Fig. 5 Valorile $n'_{1\,opt}$ și $Q'_{1\,opt}$ pentru o serie de 9 rotori.

Întrucît, între coroana exterioară **e** și cea inferioară **i** a rotorului (fig. 1) există o infinitate de rețele cu geometrii diferite, se adoptă valorile medii astfel :

$$\beta_{1p}^m = \frac{1}{2}(\beta_{1p}^e + \beta_{1p}^i)$$

$$\bar{f}_m = \frac{1}{2}(\bar{f}_e + \bar{f}_i)$$

$$\lambda_m = \frac{1}{2}(\lambda^e + \lambda^i)$$

$$(\sin \beta_{2p})_m = \frac{1}{2}(\sin \beta_{2p}^e + \sin \beta_{2p}^i)$$

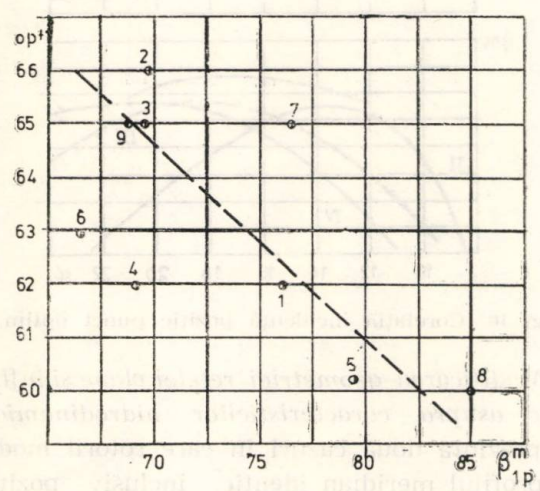


Fig. 6 a Dependența $n'_{1\,opt} - \beta_{1p}^m$.

Rezultatele sînt prezentate în figurile 6, a și 6, b sub forma :

$n'_{1\,opt} = f(\beta_{1p}^m)$ și $n'_{1\,opt} = f(\bar{f}_m)$, respectiv în figurile 7, a și 7, b sub forma : $Q'_{1\,opt} = f(\lambda_m)$ și $Q'_{1\,opt} = f(\sin \beta_{2p})_m$ pentru cele nouă variante rotoare.

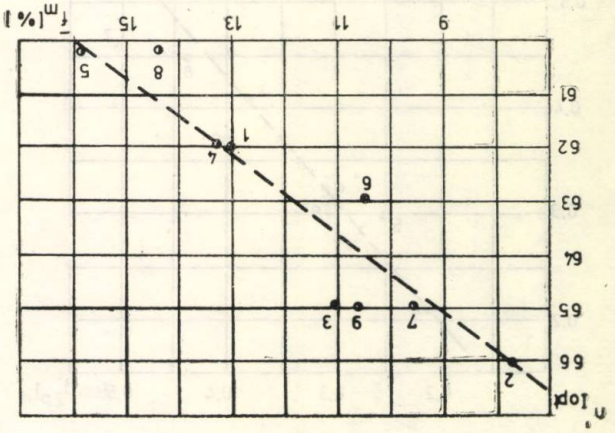


Fig. 6 b Dependența $n'_{1\,opt} - \bar{f}_m$.

Se evidențiază astfel scăderea turației dublu unitare cu creșterea lui β_{1p}^m și a săgeții $\bar{f}_m$, respectiv creșterea debitului dublu unitar cu unghiul β_{2p} și scăderea lui λ.

Analiza cinematicii curentului. Dacă α_0 este unghiul elementului de la ieșire al paletei di-

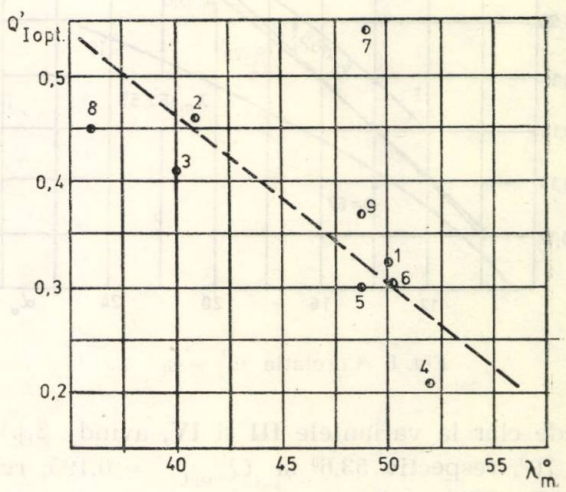


Fig. 7 a Dependența $Q'_{1\,opt} - \lambda_m$.

rectoare, pentru patru rotori de mare cădere, încercați în același traseu fix, s-a reprezentat în figura 8 dependența $Q'_1 = f(\alpha_0)$

Așa cum rezultă din grafic, înclinarea rețelei λ_m dă caracteristica de debit. Cu creșterea lui λ_m, caracteristica de debit se deplasează

la valori mai mici. Cei doi rotori **III** *și* **IV** avînd înclinările rețelei λ foarte apropiate au și caracteristicile de debit apropiate.

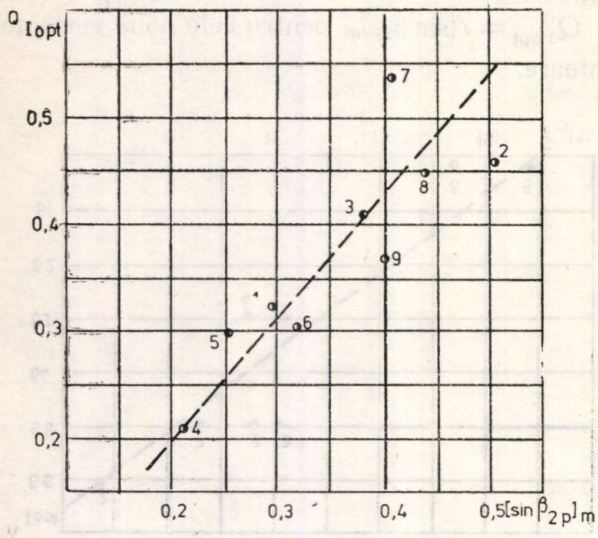


Fig. 7 b Dependența $Q'_{1\,opt} - (\sin \beta_{2p})_m$.

În aceste caracteristici, poziția punctului optim este influențată de valoarea β_{1p}, cum se

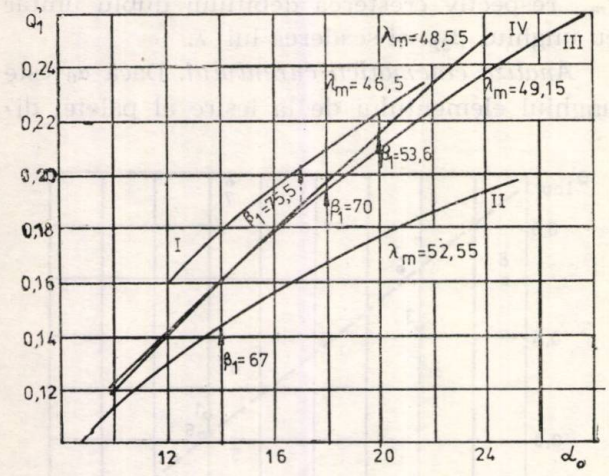


Fig. 8 Corelația $Q'_1 - \alpha_0 - \lambda$.

vede clar la variantele **III** și **IV**, avînd $\beta_{1p} = 70^0$, respectiv $53{,}6^0$ și $Q'_{1\,opt} = 0{,}195$, respectiv 0,210.

Dacă se analizează elementele cinematice din figura 9, respectiv se calculează unghiurile β_0 și apoi incidențele i, se pot stabili corelațiile din figura 10.

Analiza acestei figuri evidențiază :

— valoarea maximă a randamentului corespunde incidențelor pozitive mari, la coroana exterioară (varianta **I**) ;

— incidențele mici, în jur de zero (varianta **IV**), aplatizează mult curba de randament, dar maximul rămîne redus ;

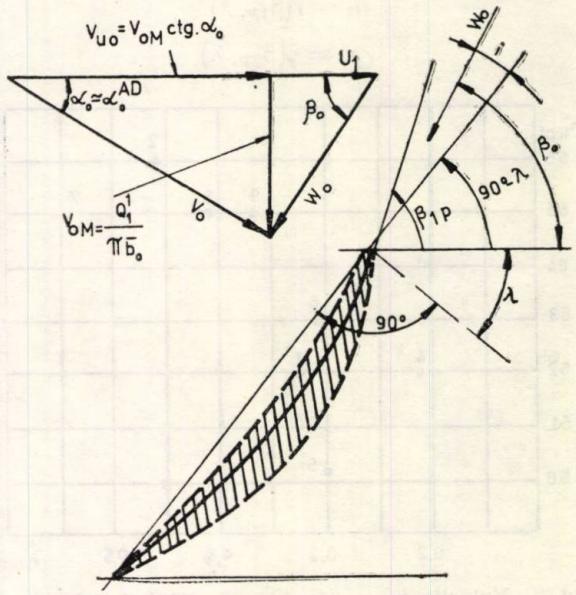


Fig. 9 Elementele cinematice la intrarea în rotor.

— cele mai slabe performanțe le prezintă varianta **II**, cu incidențe negative la ambele coroane.

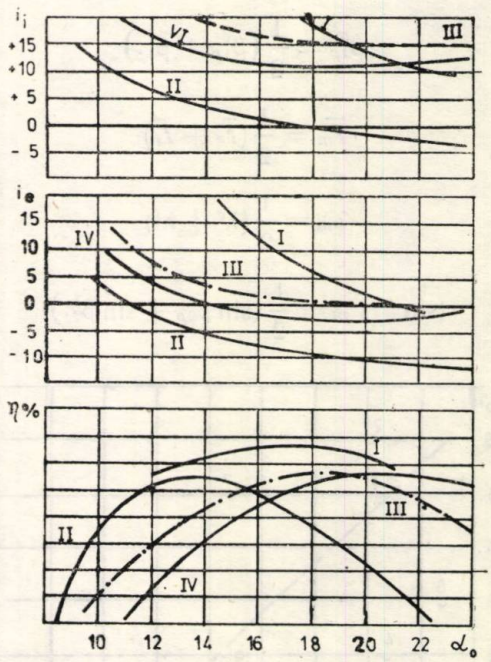


Fig. 10 Corelația incidență poziție punct optim.

Modificarea geometriei rețelei plane și influența asupra caracteristicilor hidrodinamice. Se prezintă două cazuri în care rotorii model au profilul meridian identic, inclusiv poziția muchiilor în plan meridian.

Pentru primul caz rețelele plane au caracteristicile (tab. 1) :

Se observă că singura diferență sensibilă este între unghiurile β_{2p}, ceea ce determină diferențele dintre debitele Q_1 și deci σ, fapt în concordanță cu figura 7.

În cel de al doilea caz, la un profil meridian identic, s-a modificat geometria rețelei plane ca în figura 11. Caracteristicile energetice com-

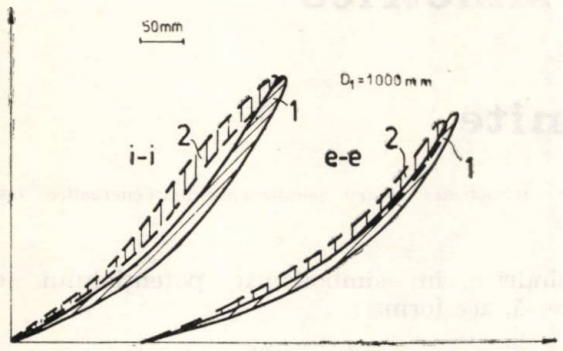


Fig. 11 Rețelele plane pentru două variante rotori.

parative sînt date în figura 12. Deci, la cei doi rotori s-a modificat numai geometria profilelor (în principal β_{1p} și $\bar{f}$), păstrîndu-se pasul ($\bar{t}$) și înclinarea rețelei (λ). Varinta 2 are o curbă

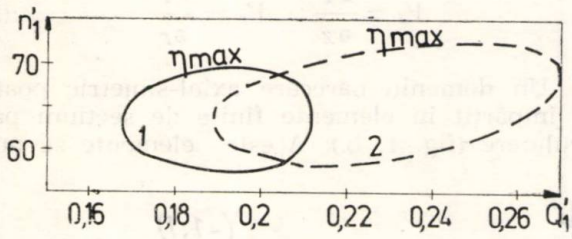


Fig. 12 Caracteristicile celor două variante rotori.

mult mai aplatinată pentru randament, deci este favorabilă pentru exploatarea mașinii într-o zonă cît mai extinsă de debite.

Generarea paletei-rotor

Rețeaua plană poate fi utilizată la generarea paletei-rotor, fiind o metodă programabilă și care permite analiza pe calculator a mai multor variante. Metodica de calcul, în acest caz, este următoarea :

— se stabilește profilul meridian și poziția muchiilor ;

— se trasează liniile de flux hidrodinamic meridian ;

— se determină elementele cinematice, în principal, unghiurile β_{1p}, β_{2p} pentru fiecare linie de curent, unghiuri care se păstrează și pentru rețeaua plană [6] ;

— se generează rețeaua plană aplicînd, spre exemplu, metoda O. Popa [1], prin impunerea valorilor λ, t, β_1, β_2, $\bar{f}$, $\bar{x}_{Lf}$, $\bar{d}$, $\bar{x}_{Ld}$ sau numai unele din acestea ;

— aplicînd transformarea inversă lui (4), $(TC)^{-1}$, se calculează geometria paletei.

Această metodă de generare a paletei a fost aplicată, spre exemplu, la calculul variantei 2 din figura 11, precum și la generarea paletelor pentru alte rotoare în laboratorul C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

Concluzii

Rețelele plane de profile, ca imagini conforme ale paletelor rotorilor radial-axiali, permit studiul programat al parametrilor hidrodinamici ai acestora.

Utilizarea rețelei plane permite analiza sistematică a corelației geometrie-parametrii energetici și cavitaționali.

Aplicarea sistematică a acestei metode în proiectarea noilor modele hidraulice, odată cu posibilitatea de generare numerică a paletei, asigură analiza poziției punctului optim energetic, optimizarea cinematicii curentului în rotor și influența geometriei asupra acestora.

Metoda completează studiul parametrilor energetici, cinematici și cavitaționali ai rotorilor radial-axiali [6], iar extinderea ei cu calculul scurgerii prin rețeaua de palete (actualmente în derulare la C.C.S.I.T.E.H. Reșița) va permite realizarea unei metode unitare de calcul și analiză. Această metodă, completată cu cercetările de laborator, va permite creșterea eficienței realizării de noi modele și asigurarea parametrilor optimi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, I.* : „Turbine hidraulice", Ed. Facla, Timișoara, 1979.

[2] *Gutovskii, E. V., Kolton, A. Iu.* : „Teoria și calculul hidrodinamic al turbinelor" (l. rusă), Ed. Mașinostroenie, Leningrad, 1974.

[3] *Moulin, C., Wegner, M., Ermeef, R., Vinh-Pong.* : „Methodes de tracé des turbomachines hydrauliques". La Houille Blanche, Nr. 7/8—1977.

Tabelul 1

	β^e_{1p}	β^i_{1p}	β^e_{2p}	β^i_{2p}	λ^e	λ^i	η_m	n'_1	Q'_1	σ
R I	62	77,5	24	37	50,5	31,5	90,5	66	0,46	0,09
R II	60	77	16	30	50	30	90	65	0,41	0,06

[4] *Strscheletky, M.*: „Zur konformen Abbildung von Stromflächen in rotationssymmetrischen Hohlräumen". Voith Forschung und Konstruktion, Heft 14, Aufsatz 2.
[5] *Marton, N., Voia, I.*: „Definirea parametrilor rețelei de profile pe suprafața axial-simetrică și transformarea conformă în rețea liniară". În vol. Metode moderne în concepția și realizarea hidroagregatelor", pag. 152—160, Reșița, 1978.
[6] *Voia, I.*: „Parametres cinematiques, energetiques et de cavitation des roues Francis". Hhdro-Turbo ; 81, Brno.

CZ : 621.22

Calculul curgerilor axial simetrice din mașinile hidraulice cu metoda elementelor finite

Fiz. Iuliu **KOLATI** — Centrul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru echipamente hidroenergetice Reșița
Mat. Ion **BUTARU** — Centrul teritorial de calcul electronic Reșița

Introducere

Dezvoltarea rapidă a calculatoarelor a dus la perfecționarea metodelor numerice de rezolvare a ecuațiilor diferențiale cu derivate parțiale. Probleme ce nu au putut fi soluționate cu metode clasice (analitice), pot fi rezolvate, cu o aproximație suficient de bună cu metode numerice de calcul. Metoda cea mai dezvoltată la ora actuală este metoda elementelor finite (MEF), a cărei aparatură matematică s-a dezvoltat mai mult din 1970 încoace [1] și [2]. Această metodă este îndeosebi avantajoasă în probleme de hidrodinamică, unde apar greutăți cu impunerea condițiilor la limită pentru domenii cu frontiere variate. MEF prezintă avantajul că, indiferent de forma frontierelor, se poate scrie un program general de trasare a cîmpurilor hidrodinamice.

În prezenta lucrare se arată soluționarea ecuației Laplace pentru domenii axial-simetrice cu simbolistica potențialului de viteză. Această simbolistică permite soluționarea ecuației Laplace atît pentru domenii simplu conexe, cît și pentru domenii multiplu conexe (domenii ce conțin profile interioare).

Programul „Axim-Fi" elaborat, care cuprinde această rezolvare, permite nu numai trasarea liniilor echipotențiale, dar și trasarea liniilor de curent corespunzătoare. În plus, se pot trasa și liniile de curent în aproximația de egală viteză pe o linie echipotențială. Se pot obține, de asemenea, vitezele în lungul liniilor echipotențiale sau de curent.

Rezolvarea ecuației Laplace

Așa după cum se cunoaște, scurgerea axial-simetrică este descrisă de o ecuație tip Laplace [3]. Ecuația lui Laplace scrisă în coordonatele cilindrice, în simbolistica potențialului de viteză, are forma :

$$\nabla^2\Phi = \frac{\partial^2\Phi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2\Phi}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial\Phi}{\partial r} = 0 \qquad (1)$$

unde s-a ținut cont de simetria axială.

Legătura între funcția potențialului de viteză și componentele vitezei se face cu formulele :

$$V_z = \frac{\partial\Phi}{\partial z}; \quad V_r = \frac{\partial\Phi}{\partial r} \qquad (2)$$

Un domeniu oarecare axial-simetric poate fi împărțit în elemente finite de secțiuni patrulatere (fig. 1, b.). Aceste elemente se numesc finite, pentru că au volum sau suprafață finită, calculabilă, față de elementele infinitezimale, de dimensiuni neglijabile, folosite în

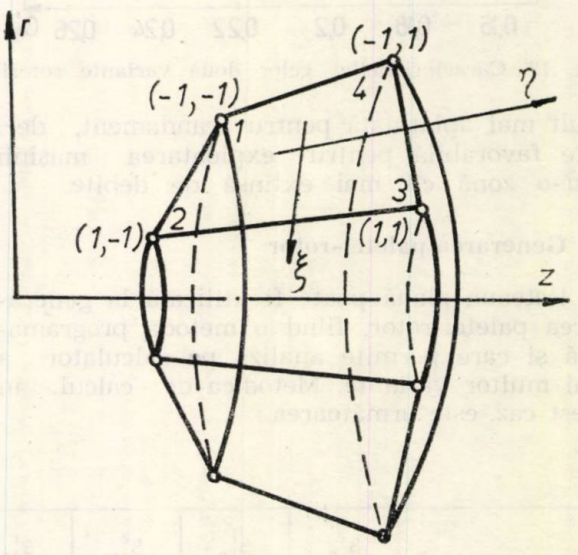


Fig. 1, a Element finit axial-simetric.

calculul diferențial-integral. Datorită simetriei se poate trata doar patrulaterul generator. Axa z va fi întotdeauna axa de simetrie). Se pot folosi și elemente de alte forme (de exemplu

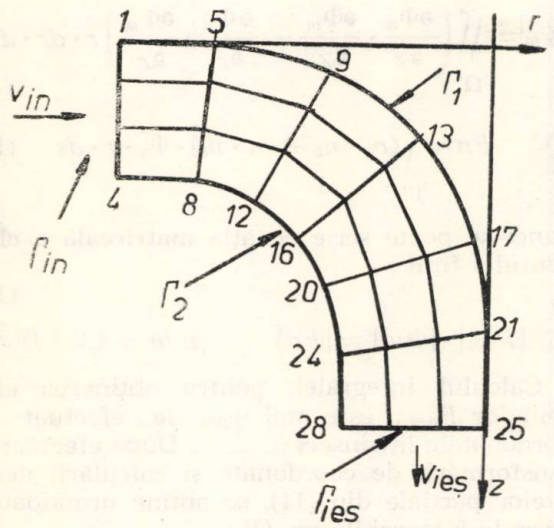


Fig. 1, b Domeniu de curgere axial-simetric.

triunghiulare), dar cu cît un element are mai multe noduri, cu atît precizia de calcul este mai mare.

Se atașează fiecărui element un sistem propriu de coordonate, în așa fel ca nodurile de colț să aibe coordonatele $+1$ sau -1 și numerotate intern **1, 2, 3, 4** (fig. 1, a.), în sens invers acelor de ceasornic. Elementul patrulater generator poate să aibe orice formă, dar oricare dintre unghiurile interioare trebuie să fie mai mic de 180° (fig. 2). Numerotarea prezentată pe figura 1, b se numește numerotare globală, iar cea de pe figura 1, a numerotare internă.

Se presupune că funcția de curent este descrisă, în interiorul unui element, de o expresie de forma :

$$\Phi(\xi, \eta) = \sum_{n=1}^{4} \cdot \Phi_n \cdot \Phi_n$$

unde :

Φ — este valoarea potențialului de viteză într-un punct oarecare de pe suprafața unui element ;
Φ_n — este valoarea potențialului de viteză în nodul **n** al elementului ;
Φ_n — este funcția de interpolare liniară din nodul **n**.

Forma acestei funcții de interpolare este :

$$\Phi_n(\xi, \eta) = \frac{1}{4}(1 + \xi_n \cdot \xi)(1 + \eta_n \cdot \eta) \qquad (4)$$

unde :

ξ_n, η_n — coordonatele nodului **n** ;
ξ, η — coordonatele din interiorul elementului considerat.

Legătura, în interiorul unui element, între coordonatele carteziene și cele intrinseci, denumite izoparametrice, se face cu ajutorul următoarelor formule :

(5 a)

$$z = \sum_{n=1}^{4} \cdot \Phi_n \cdot z_n = \frac{1}{4}(a_1 + b_1 \cdot \xi + c_1 \cdot \eta + d_1 \cdot \xi \cdot \eta)$$

(5 b)

$$r = \sum_{n=1}^{4} \cdot \Phi_n \cdot r_n = \frac{1}{4}(a_2 + b_2 \cdot \xi + c_2 \cdot \eta + d_2 \cdot \xi \cdot \eta)$$

Denumirea de elemente izoparametrice provine de la faptul că forma funcției de interpolare este aceeași, atît pentru calculul coordonatelor, cît și pentru interpolarea funcției pe suprafața elementului considerat. Elementul izoparametric a fost studiat prima dată de Zienkiewicz și colaboratorii săi în 1971 [1].

O metodă generală de stabilire a ecuației elementelor finite este folosirea integralei Galerkin [2]. Presupunem că relația (3) satisface ecuația (1) pînă la un reziduu ε:

$$\nabla^2 \cdot \Phi = \varepsilon \qquad (6)$$

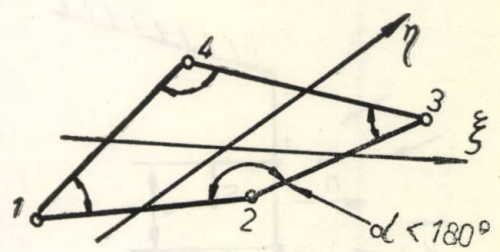


Fig. 2, a Element corespunzător.

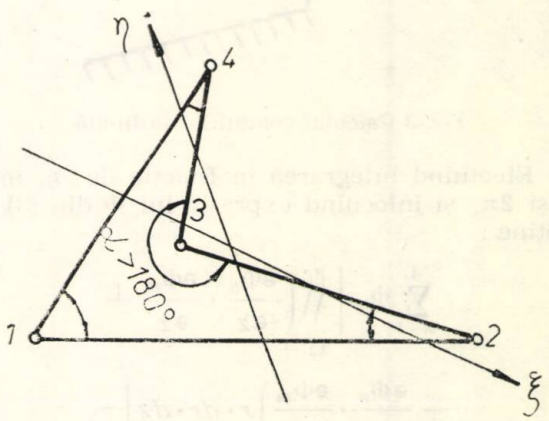


Fig. 2, b Element necorespunzător.

Se execută o proiecție ortogonală a ecuației (6) pe un subspațiu transformat prin funcția

de interpolare Φ_n. Aceasta se exprimă prin integrala Galerkin, care are forma :

$$(\varepsilon, \Phi_n) = \int_{\Omega} \nabla^2 \cdot \Phi \cdot \Phi_n \cdot d\Omega = 0 \qquad (7)$$

unde Ω reprezintă întregul domeniu de curgere considerat.

Trecînd la coordonate cilindrice ($d\Omega = r \cdot d\theta \cdot dr \cdot dz$) și transformînd expresia cu ajutorul teoremei lui Green-Gauss, se obține :

$$\int_{\Omega} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial z} \cdot \frac{\partial \Phi_n}{\partial z} + \frac{\partial \Phi}{\partial r} \cdot \frac{\partial \Phi_n}{\partial r} \right) r \cdot d\theta \cdot dr \cdot dz = \qquad (8)$$

$$\int_{\Gamma} \frac{\partial \Phi}{\partial z} \Phi_n^* \cdot r \cdot d\theta \cdot dr + \int_{\Gamma} \frac{\partial \Phi}{\partial r} \Phi_n^* \cdot r \cdot d\theta \cdot dz$$

Cu Φ_n^* s-a notat funcția de interpolare pe conturul Γ și are forma :

$$\Phi_1^* = 1 - \frac{s}{l}; \quad \Phi_2^* = \frac{s}{l} \qquad (9)$$

unde notațiile se pot înțelege din figura 3.

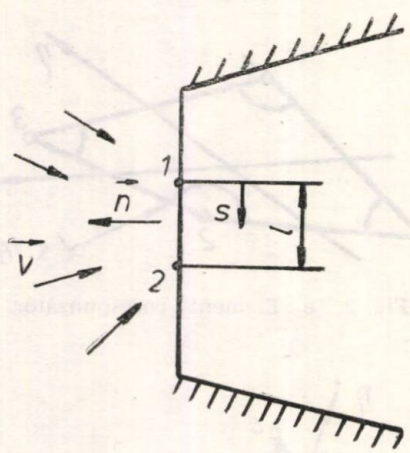


Fig. 3 Calculul condițiilor la limită.

Efectuînd integrarea în funcție de θ, între 0 și 2π, și înlocuind expresia lui Φ din (3), se obține :

$$\sum_{m=1}^{4} \Phi_m \left[\iint_{\Omega'} \left(\frac{\partial \Phi_n}{\partial z} \cdot \frac{\partial \Phi_m}{\partial z} + \right. \right.$$

$$\left. \left. + \frac{\partial \Phi_n}{\partial r} \cdot \frac{\partial \Phi_m}{\partial r} \right) r \cdot dr \cdot dz \right] =$$

$$= \int_{\Gamma'} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial z} n_z + \frac{\partial \Phi}{\partial r} n_r \right) \Phi_n^* \cdot r \cdot ds \qquad (10)$$

Domeniul Ω' reprezintă suprafața unui element oarecare din domeniul de curgere Ω, iar Γ' este conturul elementului considerat.

Dacă se notează :

$$P_{nm} = \iint_{\Omega'} \left(\frac{\partial \Phi_n}{\partial z} \cdot \frac{\partial \Phi_m}{\partial z} + \frac{\partial \Phi_n}{\partial r} \cdot \frac{\partial \Phi_m}{\partial r} \right) r \cdot dr \cdot dz \qquad (11)$$

$$Fn = \int_{\Gamma'} (v_z \cdot n_z + v_r \cdot n_r) \cdot \Phi_n^* \cdot r \cdot ds \qquad (12)$$

atunci se poate scrie ecuația **matriceală** a elementului finit :

$$[P_{nm}] \cdot [\Phi m] = [Fn] \qquad (n,m = 1,2,3,4) \qquad (13)$$

Calculul integralei, pentru obținerea elementelor P_{nm}, este mai ușor de efectuat în coordonatele intrinseci ξ, η. După efectuarea transformării de coordonate și calculării derivatelor parțiale din (11), se obține următoarea expresie integrabilă pe Ω' :

$$P_{nm} = \frac{1}{32} \int_{-1}^{1} \int_{-1}^{1} \frac{a_{nm} + b_{nm} \cdot \xi + c_{nm} \cdot \eta + d_{nm} \cdot \xi \cdot \eta + e_{nm} \cdot \xi^2 + fnm \cdot \eta^2)(a_2 + b_2 \cdot \xi + c_2 \cdot \eta + d_2 \cdot \xi \cdot \eta)}{\alpha_0 + \alpha_1 \cdot \xi + \alpha_2 \cdot \eta} d\xi \cdot d\eta \qquad (14)$$

Coeficienții $a_{nm}, \alpha_i, \ldots$ etc., se calculează cu ajutorul coordonatelor nodurilor elementului considerat. Expresia lor este prea lungă pentru a fi redată aici.

Ecuația elementului finit (13) se referă doar la un element oarecare, iar prin „asamblarea" tuturor matricelor $[P_{nm}]^e$, se obține matricea *globală* a elementelor finite, de forma :

$$[P_{NM}] \cdot [\Phi_M] = [F_N] \qquad (15)$$

unde : N, M iau valori de la 1 la numărul maxim de noduri din numerotarea globală.

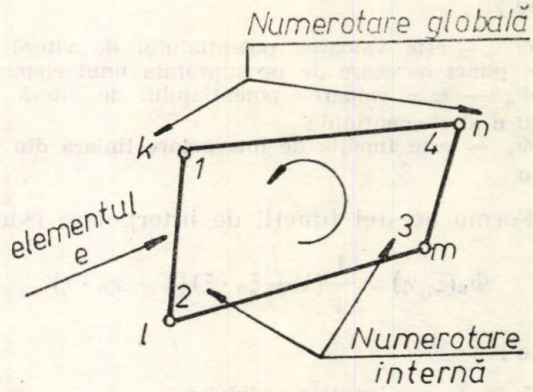


Fig. 4 Corespondența între numerotarea internă și cea globală.

Procedeul de asamblare se poate înțelege din schema de mai jos și din figura 4 :

$$P^e_{11} \longrightarrow P^e_{kk}$$
$$P^e_{2} \longrightarrow P^e_{kl} \qquad P_{kk} = \sum_{e=1}^{E} P^e_{kk} \qquad (16)$$
$$P^e_{13} \longrightarrow P^e_{km}$$
$$P^e_{14} \longrightarrow P^e_{kn}$$

(E—număr maxim de elemente)

Pentru matricile coloană $[F_n]^e$ se folosește același procedeu de asamblare. Luînd în considerare că termenii ce se obțin prin integrarea pe latura comună a elementelor se anulează, vom obține următoarea expresie pentru $[F_n]$ (conform fig. 3) :

$$[F_n] = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} =$$

$$= \frac{l}{12} \begin{bmatrix} r_1(3V_a + V_b) + r_2(V_a + V_b) \\ r_1(V_a + V_b) + r_2(V_a + 3V_b) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (17)$$

cu următoarele notații :

$$V_a = \vec{V}^{(1)} \cdot \vec{n} = V_z^{(1)} \cdot n_z + V_r^{(1)} \cdot n_r$$
$$V_b = \vec{V}^{(2)} \cdot \vec{n} = V_z^{(2)} \cdot n_z + V_r^{(2)} \cdot n_r \qquad (18)$$

unde :

$\vec{V}^{(1)}$ și $\vec{V}^{(2)}$ — sînt vitezele din nodurile 1 și 2 (fig. 3) ;

$\vec{n}$ — normala exterioară pe latura considerată.

Matricea $[F_N]$ reprezintă condițiile la limită Neumann pentru întreg domeniul de curgere.

Această expresie poate fi calculată, în general, numai pe frontiera de intrare. Pe frontierele solide ea va avea valoarea zero, iar pe frontiera de ieșire, în majoritatea cazurilor, nu se poate cunoaște valoarea vitezelor. Problema poate fi totuși rezolvată prin impunerea condițiilor Dirichlet pe frontiera de ieșire, ceea ce este posibil numai în cazul cînd această frontieră coincide cu o linie echipotențială. Dînd o valoare arbitrară funcției Φ, pe linia de ieșire (Γ_{ies}), vom avea îndeplinite toate condițiile pentru rezolvarea ecuației matriceale (15).

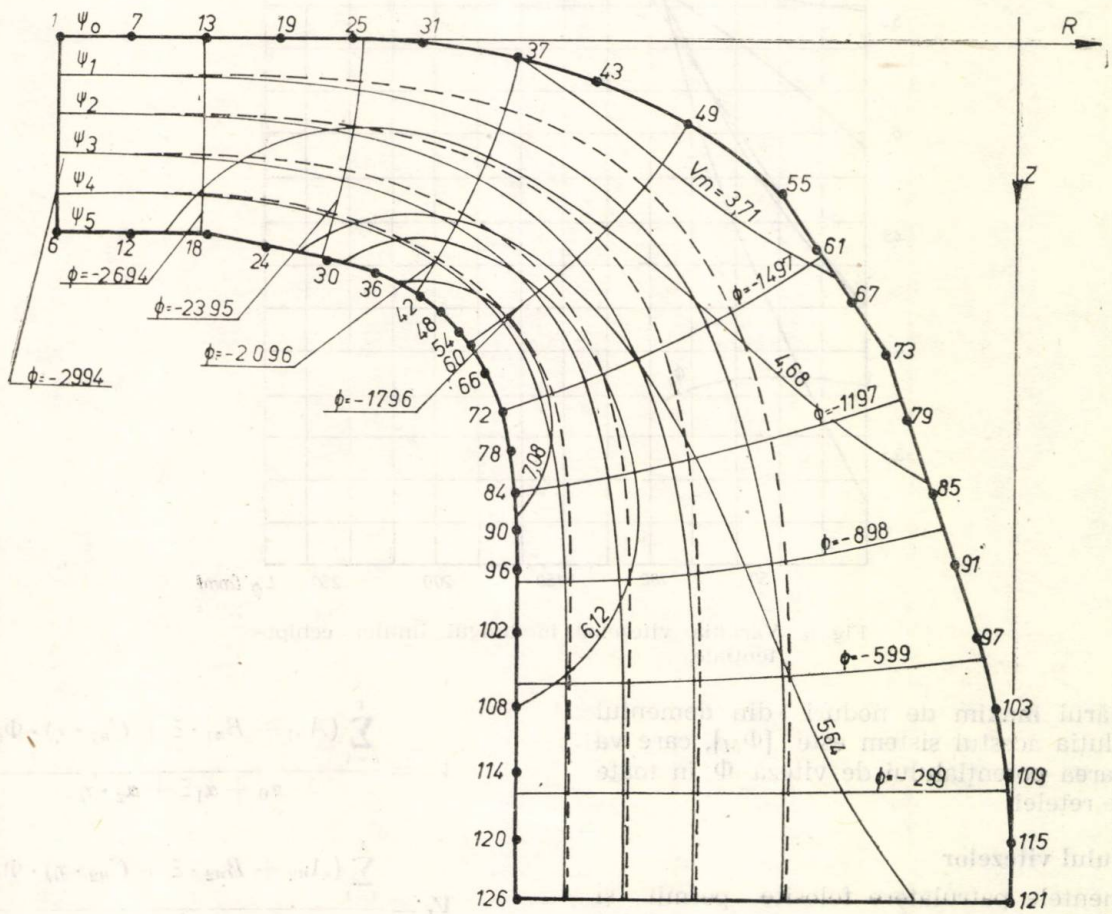


Fig. 5. Traseul de curgere într-un rotor Francis (fără palete).

Înlocuirea condițiilor Dirichlet în ecuația (15) se face în felul următor : fie Φ_p valoarea funcției Φ într-un nod p de pe Γ_{ies}. Impunem următoarele relații pentru matricea $[P_{NM}]$:

$$P_{pp} = 1 \text{ și } P_{NM} = 0 \text{ ptr. } N \neq p;\ M \neq p$$
$$F_p = \Phi p \qquad (19)$$

Se obține astfel un sistem de ecuații liniare cu numărul necunoscutelor și ecuațiilor, egal cu numărul maxim de noduri din domeniul Ω. Soluția acestui sistem este $[\Phi_M]$, care va da valoarea potențialului de viteză Φ în toate nodurile rețelei.

Calculul vitezelor

Elementele patrulatere folosite permit și calculul vitezelor în orice punct al domeniului considerat. Folosind relațiile (2) și (3) se poate scrie :

$$V_z = \sum_{n=1}^{4} \cdot \Phi_n \cdot \frac{\partial \Phi n}{\partial z}\ ;\quad V_r = \sum_{n=1}^{4} \cdot \Phi_n \cdot \frac{\partial \Phi n}{\partial r} \qquad (20)$$

Dacă se calculează derivatele parțiale, se ajunge la expresiile următoare pentru viteze :

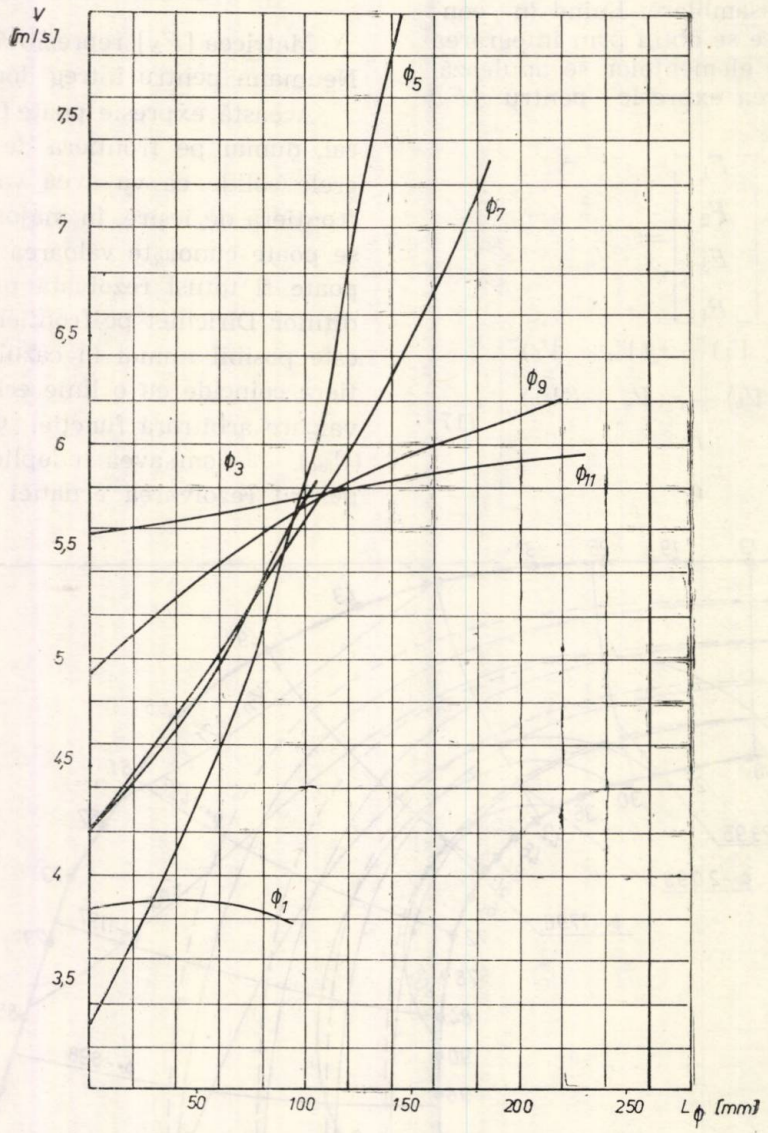


Fig. 6 Variația vitezelor în lungul liniilor echipotențiale.

$$V_z = \frac{\sum_{n=1}^{4} (A_{n1} + B_{n1} \cdot \xi + C_{n1} \cdot \eta) \cdot \Phi_n}{\alpha_0 + \alpha_1 \xi + \alpha_2 \cdot \eta}$$
$$V_r = \frac{\sum_{n=1}^{4} (A_{n2} + B_{n2} \cdot \xi + C_{n2} \cdot \eta) \cdot \Phi_n}{\alpha_0 + \alpha_1 \xi + \alpha_2 \cdot \eta} \qquad (21)$$

Coeficienții A_n, B_n sînt o combinație a coordonatelor nodurilor elementului respectiv.

Formulele (21) sînt valabile numai în interiorul unui element. Dacă se calculează pe latura comună sau în nodurile unui element, atunci va trebui luată media aritmetică sau ponderată a vitezelor calculate din toate elementele comune punctului respectiv.

Calculul liniilor de curent ψ

Ca să nu fie necesară recalcularea matricelor $[P_{nm}]$ pentru simbolistica ψ și rezolvarea din nou a sistemului de ecuații, s-a recurs la o metodă directă de calcul al liniilor ψ = constant. Știind că între liniile de ψ = constant debitul se conservă, vom putea calcula liniile de debit constant. Calculul debitelor dorite în lungul liniilor de Φ = constant nu prezintă dificultăți, din punct de vedere matematic și în principiu se procedează în felul următor :

lor de integrare se vor găsi pe cale numerică, în cadrul programului „Axim-Fi".

Liniile de curent de egală viteză pe o linie echipotențială au fost determinate tot cu ajutorul formulei de mai sus. Întîi s-a calculat valoarea medie a vitezei pe linia echipotențială, viteză ce a fost introdusă apoi în formula (22).

Prezentarea programului „AXIM-FI"

Programul permite calculul curgerii axialsimetrice, indiferent de tipul domeniului considerat (cu sau fără profile interioare).

Ca date de intrare pentru calculator, în principiu, trebuie declarate coordonatele nodurilor de pe frontierele solide (fig. 1, b). Fiecare punct de pe o frontieră trebuie să aibă un punct corespunzător pe frontiera cealaltă. De asemenea, se declară vitezele de la nodurile de intrare (Γ_{in}).

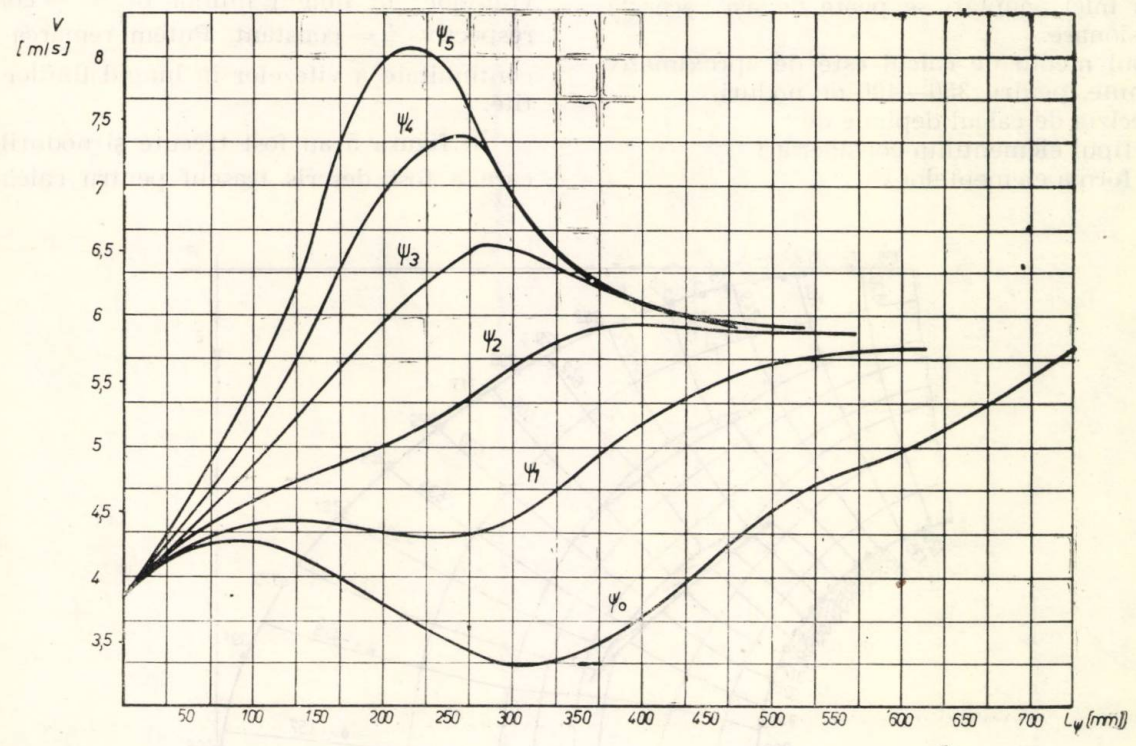


Fig. 7 Variația vitezelor în lungul liniilor de curgere (potențiale).

Se cunoaște valoarea vitezelor, în punctele liniei de Φ = constant. Presupunînd o variație liniară a vitezelor între aceste puncte cunoscute, se face calculul debitului pe linia respectivă de Φ = constant, cu formula cunoscută :

$$Q_i = \iint_{\sigma} v \cdot d\sigma \qquad (22)$$

unde limitele de integrare se consideră drept necunoscute pentru un Q_i dat. Valorile limite-

Programul își calculează automat coordonatele nodurilor lipsă, efectuează împărțirea pe elemente și construiește tabelul global al coordontelor, respectiv tabelul numerotării interne.

Ca rezultate principale de calcul se pot obține :

1. Coordonatele tuturor nodurilor.
2. Tabelul numerotării interne.
3. Valorile funcției Φ în nodurile rețelei.
4. Coordonatele liniilor de Φ = constant.

5. Valorile vitezei în noduri :

— calculate direct ;
— calculate prin interpolare liniară a vitezelor din centrul elementelor.

6. Valorile vitezei în centrul elementelor.

7. Variația vitezei în lungul unei linii Φ = constant.

8. Coordonatele liniilor de v = constant.

9. Coordonatele liniilor de ψ = constant.

10. Variația vitezei în lungul liniilor de ψ = constant.

11. Coordonatele liniilor de ψ stagnare.

12. Valoarea vitezei medii pe liniile de Φ = constant.

13. Coordonatele liniilor de ψ_{CE} (linii de egală viteză).

Metoda de rezolvare a sistemului de ecuații liniare este metoda de înlocuire a lui Gauss [4]. Se rezolvă matricea P_{NM} tip bandă-simetrică, pe blocuri. Numărul maxim de noduri ce acceptă programul este de aproximativ 1500, dar cu mici adaptări se poate depăși această dimensionare.

Tipul mediu de calcul este de aproximativ 10 minute, pentru 350—400 de noduri.

Precizia de calcul depinde de :

— tipul elementului considerat ;
— forma elementelor ;
— mărimea elementelor (densitatea) ;
— numărul punctelor de iterație Gauss folosite ;
— precizia de calcul al calculatorului.

Exemple de calcul cu programul „AXIM-FI"

Programul de calcul poate fi folosit cu succes la stabilirea liniilor de curgere potențiale, în cazul curgerilor axial-simetrice.

Ca exemplu, dăm mai jos traseul de curgere într-un rotor de tip FRANCIS. Metoda utilizată prezintă avantajul că programul de calcul nu depinde de forma traseului studiat.

În figura 5 se prezintă un traseu oarecare de tip Francis, cu liniile echipotențiale și liniile de curgere calculate cu programul „Axim-Fi". De asemenea, au fost trasate și liniile de v = constant.

Se poate observa diferența între liniile potențiale de curgere ψ_i și liniile de curgere ψ^i_{CE} (de egală viteză pe o linie echipotențială).

În figurile 6 și 7 sînt prezentate variațiile vitezelor în lungul liniilor de Φ = constant, respectiv ψ = constant. Putem remarca buna continuitate a vitezelor în lungul liniilor amintite.

În figura 5 au fost trecute și nodurile prin care a fost descris traseul pentru calculator.

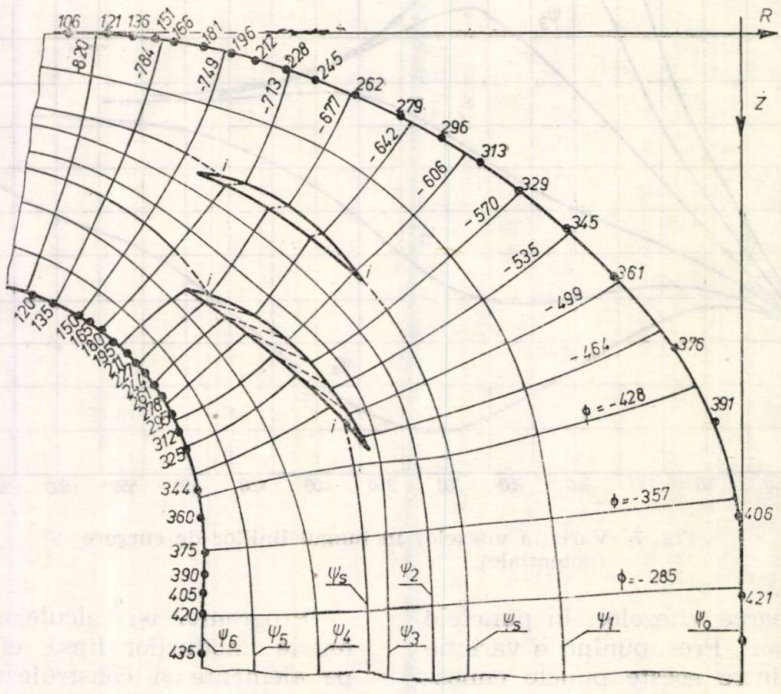


Fig. 8 Domeniu de curgere axial-simetric, multiplu conex.

Pentru a demonstra posibilitățile programului „Axim-Fi", în cazul domeniilor multiplu conexe (profile interioare), se arată în figura 8 un astfel de domeniu axial-simetric cu două

profile interioare (tot axial-simetrice și ele). Sînt trasate liniile de Φ = constant. și ψ = constat.

Pentru un calcul mai precis al vitezelor pe profile este necesară o partiție mai fină a domeniului.

Extinderea calculului curgerilor în jurul profilelor și în rețele de profile va fi dezvoltată într-o lucrare ulterioară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zienkiewicz, O. C.*: „Metoda elementului finit" (Lb. engleză) Mc. Graw-Hill, London, 1977.

[2] *Chung, T. J.*: „Analiza dinamicii fluidelor cu elemente finite" (Lb. engleză), Mc. Graw-Hill, New York, 1978.

[3] *Carafoli, E., Constantinescu, V. N.*: „Dinamica fluidelor incompresibile „Editura Academiei R.S.R., 1981.

[4] *Dancea, I.*: „Programarea calculatoarelor numerice", Editura Dacia, Cluj, 1973.

CZ : 621.24

Probleme și soluții în concepția unui rotor de turbină hidraulică tip F 310

Ing. L. **GHEORGHIȚA** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Cadrul și definirea problemelor

Pentru amenajarea cursurilor superioare ale rîurilor Jiu, Mureș, Argeș, Someș ș. a. rezultă, printre altele, ca necesari rotori tip Francis, pentru domeniul de căderi 220—213 m și puteri de 10—125 MW/unitate (și eventual peste), rotori care, conform unor nomenclaturi consacrate, se simbolizează în general F 310.

În diferențierea rotorilor F 310, s-a fundamentat la C.C.S.I.T.E.H., printre altele, și necesitatea asimilării rotorului F 310—IV/b, [1], care prezintă particularitatea unei înălțimi relative $\overline{b}_0$ de aparat director mai mică cu circa 30% față de acest parametru, rezultat din sinteza statisticilor actuale [2], în compensație acționîndu-se în special asupra diametrului la ieșire D_2.

Prin aceasta, se urmărește înlăturarea a o serie de dificultăți constructive, legate de rezistența și rigiditatea necesare statorului, aparatului director și rotorului, la turbine Francis de căderi relativ mari, mai ales cînd este vorba și de puteri, respectiv dimensiuni mari [3].

Ca metodă de concepție, dintre cele trei metode principale cunoscute în acest domeniu [2], cea grafică, reprezentărilor conforme, cea grafo-analitică, s-a optat pentru a doua, din următoarele considerente :

— parametrii hidrodinamici și cinematici sînt urmăriți și controlați prin calcul, pe tot parcursul curgerii apei prin rotor, nu numai la intrare și ieșire, ca la metoda grafică ;

— este o metodă însușită, consolidată și confirmată prin lucrări de prestigiu, concretizate în ultima perioadă de exemplu amenajărilor de la Krasnoiarsk, Assuan, Saiansk ș.a. [3, 4], spre deosebire de metoda analitică, care — deși de perspectivă — este încă deficitară sub aspectul confirmării de către practica turbinelor hidraulice [5].

Metoda adoptată, denumită inițial și metoda Bauersfeld-Voznesenski, cu completările și îmbunătățirile actuale descrise în cele ce urmează, n-a mai fost aplicată pînă-n prezent în țară la dimensionarea rotorilor pe turbine Francis, din care cauză se expune succint unul din traseele metodei, parcurs integral în calculul rotorului F 310—IV/b.

Obiectivul lucrării constă în relevarea și analizarea problemelor tehnice care au apărut în această primă aplicare practică a metodei, la un rotor din familia F 310, inclusiv determinarea unor orientări și procedee adecvate în rezolvarea acestora, cît și concluzii privind îmbunătățirea parametrilor energetici și cavitaționali ai unui rotor de aceeași osatură, într-o etapă următoare.

Scurtă prezentare a metodei adoptate

Exprimarea condensată a metodei utilizate este cuprinsă în relația vectorială [6] :

$$\overline{dl} \cdot (\overline{W} x \overline{\Omega}) = 0 \qquad (1)$$

care, mai explicit, se interpretează prin aceea că paleta propriu-zisă, caracterizată geometric prin elementul $\overline{dl}$ (dr, $rd\,\theta$, dz) constituie locul geometric al liniilor de curent în mișcare relativă (respectiv, este paralelă cu viteza relativă $\overline{W}$) și totodată al liniilor turbionare asociate exprimate prin vectorul $\overline{\Omega}$ (elementul de paletă perpendicular pe vectorul $\overline{W} x \overline{\Omega}$).

Din dezvoltarea scalară a ecuației (1), se ajunge la ecuația suprafeței paletei în coordonate cilindrice, respectiv este determinată forma paletei, dacă se cunosc componentele vitezei relative $\overline{W}$ și ale turbionului $\overline{\Omega}$, care ecu-

ație nu se mai dezvoltă nefiind utilizată sub această formă în calculele practice care fac obiectul lucrării.

În ceea ce privește ecuația diferențială a liniei de curent în plan meridian, în curgerea axial-simetrică, sînt mai multe maniere în a o demonstra [2, 6], expresia ei finală fiind :

$$ds = \frac{r^2 v_m}{r v_u - r^2 \omega} d\theta \qquad (2)$$

În ipoteza simplificatoare, admisă inițial în cadrul metodei mișcării potențiale, $\Omega_u = 0$, [2, 6, 7], rezultînd că liniile turbionare $rv_u =$ = constant sînt curbele plane care coincid cu intersecțiile paletei cu plane meridiane existînd deci o funcție unică $rv_u = f(\theta)$ pentru toate liniile de curent, relația (2) este suficientă pentru determinarea formei paletei, de îndată ce avem cîmpul hidrodinamic și funcțiile : $r^2 v_m = f(s)$; $r^2 \omega = f(s)$ și $rv_u = f(s)$. Dar, această ipoteză, după cum rezultă din lucrările [3, 4] ș. a. (fapt întărit și de neconfirmarea rotorului PO—662 Bratesk calculat în această ipoteză [7] în nomenclaturile actuale de turbine), orientează în general la renunțarea acesteia.

În cazul mai real, al curgerii nepotențiale, $\Omega_u \neq 0$, pentru determinarea paletei situația însă se complică, fiind necesare ecuațiile liniilor turbionare asociate, care (în acest din urmă caz) nu mai coincid cu intersecțiile paletei prin plane meridiane și intervin atunci probleme care se expun parțial în cele ce urmează.

Probleme și soluții

Ipoteza cîmp hidrodinamic (CHD) mono sau bidimensional.

În ipoteza CHD bidimensional (potențial prin definiție și reprezentat în figura 1), în ceea ce privește muchia de ieșire a paletei, aceasta nu poate fi hotărîtă dinainte de către proiectantul rotorului, decît pentru un punct, respectiv pentru o singură și primă linie de curent, restul muchiei rezultînd automat din funcția unică $rv_u = f(\theta)$, comună pentru toate liniile de curent.

Observînd structura relației (2), cu aplicație la rotori relativ lenți cu $D_2 < D_1$, formularea din aliniatul precedent și structura cîmpului vitezelor v_m, după care vitezele meridionale cresc foarte accentuat spre obada rotorului, se ajunge la muchii de ieșire ca în figura 1, care scurtează mult paleta în plan meridian spre butuc (v_m mici atrag după sine linii S mici), sau dacă se pleacă de la lungimi relativ normale pentru asemenea n_s la butuc, muchia de ieșire rezultată prezintă spre obadă soluții practic imposibile (lungimi la obadă S mari, se intră mult în zona tubului de aspirație).

O asemenea muchie de ieșire prezintă dezavantajele unei conduceri deficitare a curgerii (randamente mai slabe), calități cavitaționale mai slabe (paletă scurtă în plan meridian) și totodată o rigiditate mai redusă a rotorului, ceea ce contrazice unul din obiectivele inițiale specifice variantei de rotor F 310—IV/b.

Experimentări comparative pe variante de rotori relativ similari (din punct de vedere al

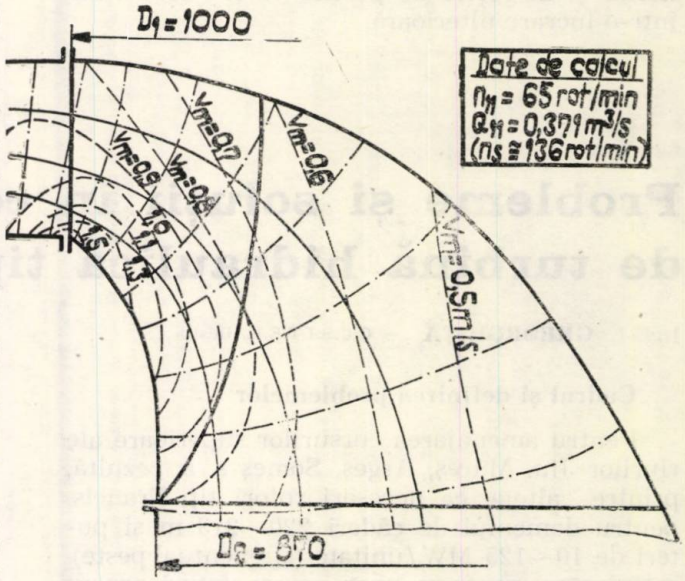


Fig. 1 Cîmpul vitezelor v_m, CHD bidimensional și muchia de ieșire rezultată ca urmare acestuia. Punct inițial adoptat pe obadă.

formei și caracteristicilor de calcul ale rotorului, dar cu muchii de ieșire corespunzătoare unor CHD bi sau monodimensionale) confirmă aceasta [8].

Forma neadecvată a muchiei de ieșire, care rezultă ca urmare repartiției neconvenabile a vitezelor meridionale în spațiul rotorului, ca urmare ipotezei CHD bidimensional, obligă la abandonarea acestei ipoteze, în cazul rotorilor relativ lenți și apelarea la ipoteza CHD monodimensional din figura 2, de distribuție uniformă a vitezelor meridionale, în lungul liniilor ortogonale la liniile de curent.

În ceea ce privește legarea CHD monodimensional de rotorii Francis mai lenți, s-ar putea cita numeroase lucrări apărute din 1951 și pînă-n prezent, după 1970, toate însă evitînd motivări sau precizări mai la obiect.

Problema strangulării curentului prin rotor. Strangularea curgerii în plan meridian, ca urmare a prezenței paletelor, încalcă ipoteza potențialității CHD bidimensional, construit după ipotezele cunoscute ale „numărului infinit de palete, infinit subțiri" [9, 10], motiv pentru care — în ultimul timp — se propun mai multe procedee de corecție [4, 9, 11], după cum urmează :

— menținerea neschimbată a CHD bidimensional, construit în ipoteza ideală a potențialității acestuia, cu luarea în considerare, apoi, ca

o corecție, a componentei tangențiale $\Omega_u \neq 0$ în dimensionarea paletei, admițîndu-se deci încălcarea potențialității ;

— corectarea CHD bidimensional, inițial în corelare cu respectarea potențialității $\Omega_u = 0$, ținînd cont de strangulare ;

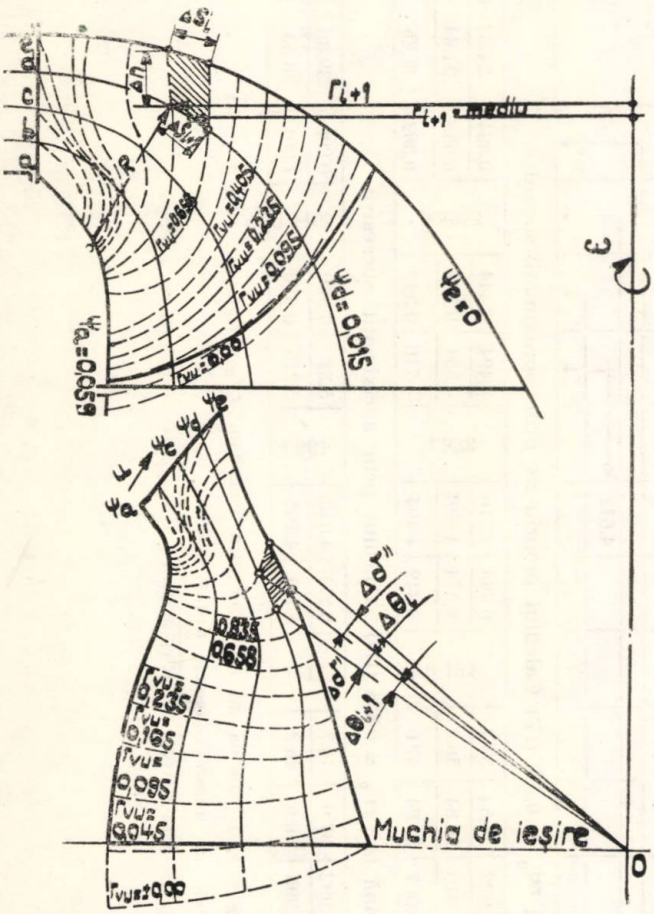


Fig. 2 Scheletul paletei F 310/IV-b la CHD monodimensional. Definirea parametrilor din relațiile (2) — (6) și (9).

— de la început se pleacă de la un CHD monodimensional, nepotențial, $\Omega_u \neq 0$;

Determinarea cîmpului vitezelor v'_m și forma liniilor de curent după funcția cunoscută Ω_u (r, z) sînt legate de mari dificultăți practice, în cazul CHD bidimensional, în schimb în cazul CHD monodimensional, unde liniile echipotențiale de viteze φ = constant sînt și liniile de egală viteză, problema devine mult mai simplu de rezolvat [11] și survine astfel al doilea argument în favoarea adoptării CHD monodimensional.

În acest caz, prin aplicarea teoremei lui Stokes pe un contur elementar din CHD, asociată cu condiția CHD monodimensional, $\partial v'_m / \partial_n = 0$, se obține expresia (3) a componentei tangențiale a vectorului turbion :

$$\Omega_u = \frac{v'_m}{2R} \tag{3}$$

unde :

v'_m este viteza meridională, cu luarea în considerare a strangulării datorită grosimii paletelor ;

R raza de curbură a liniei de curent.

Totodată, din ecuația diferențială a suprafeței paletei, considerată drept locul geometric al liniilor turbionare (1) și exprimarea componentelor din plan meridian a vectorului turbion și prin efectuarea unor înlocuiri convenabile [9, 11], se determină distanța unghiulară $\Delta\delta$ din figura 2, între limitele elementului de linie turbionară :

$$\Delta\delta = \frac{\Omega_u}{\Omega_n} \cdot \frac{\Delta n}{r} \tag{4}$$

cît și expresia (5) a componentei normale pe linia de curent a vectorului turbion :

$$\Omega_n = \frac{1}{2r} \cdot \frac{d(rv_u)}{ds} \tag{5}$$

Avem astfel în relațiile (2) — (5) ecuațiile diferențiale, atît ale liniilor de curent, cît și ale liniilor turbionare, prin integrarea cărora se poate determina, punct cu punct, suprafața paletei în condițiile respectării relației de bază (1), utilizînd procedeul din paragraful următor.

Trebuie observat că, ținînd cont de relațiile (3) — (5) geometria muchiei de ieșire poate fi adoptată în mod convenabil de proiectant, corelînd apoi — pe baza calculului hidrodinamic — dezvoltarea geometriei paletei în consecință, calculul iterativ începînd cu muchia de ieșire.

Calculul propriu-zis al paletei. Pe baza parametrilor de calcul pentru rotorul F 310—IV/b fundamentați în lucrarea [1] (n_{11c} și Q_{11c}, dimensiunile liniare inclusiv muchia de ieșire) legea $rv_u = f(s)$ fiind adoptată, se integrează conform relației (2) linia de curent de pe butuc, cu care se începe calculul paletei și este caracterizată prin $rv_{u2} = 0$.

Mersul calculului unei linii independente de curent este tratat amănunțit în literatura de specialitate [6, pag. 206 ș. c.] și nu se mai expune. În urma calculului acestei prime linii, se confruntă unghiul de desfășurare rezultat :

$$\theta = \int_{S=0}^{S=S_{max}} \frac{rv_u - r^2\omega}{r^2 v'_m} ds \tag{6}$$

cu cel recomandat, în funcție de rapiditatea turbinei. În cazul rotorului în discuție a rezultat $\theta_{butuc} = 46{,}78^0$ la $n_{s\,calcul} = 137{,}5$ rot/min.

În continuare, pentru restul liniilor, mersul calculului s-a elaborat și exemplificat în tabelul 1, determinîndu-se următorul mod de lucru.

— pe linia de curent „în calcul" — avînd ca orientare segmentul corespunzător ΔS_i (col. 2), de la linia vecină calculată deja — se adop-

SISTEMATIZAREA

calculului iterativ al integrării simultane a liniilor de curent — ψ = const./rv_u const. — turbinare.

Exemplificare ptr. rotorul F 310 — IV/b : D_1 = 1.0 m ; H = 1.0 m ; ω = 6,8075^{-1} ; z = 17 palete

Linia de curent : ψ_d = 0.0148 ; d_{max} = 19.113 mm ; x_{max} = 302 mm

Tabelul 1

Zonare rv_u	ΔS_i — mm	$\Delta\delta = \Omega_u \cdot \Delta n/\Omega_n \cdot r$								$\Omega_u \cong \Delta(rV_u)/2r \times \Delta S$ (5)				$10^{-2}\times\Delta\delta''$ (1)	$10^{-2}\Delta\theta_{i+1}$		$\Delta S'_{i+1} = V'_{m\,i+1} \times \Delta\theta_{i+1} \Big/ \left(\frac{rV_{ui+1}}{r^2} - \omega\right)$ (2)					coordonata pe linia de curent
		$\Omega_u = V'_m/2R$ (3)																				
		V_m — [m/s]	d — [mm]	r — [m]	$10^{-2}_x K$	rv_u — [m²/s]	V'_m — [m/s]	R — [m]	Ω_u — s^{-1}	ΔS_{i+1} — [mm] (aproximat.)	Δn — [m]	$\Delta(rv_u)$ — [m²/s]	Ω_n — [s^{-1}]	— [rad]	$10^{-2}\times\Delta\theta_i$ — [rad]	$10^{-2}\times\Delta\theta_{i+1}$ — [rad]	r_{i+1} — [m] (mediu)	$rV_{u\,i+1}$ — [m²/s] (mediu)	$V'_{m\,i+1}$ — [m/s] (mediu)	$\Delta S'_{i+1}$ — [mm] (calculat)	$\delta(\Delta S_{i+1})$ — [%]	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
Intervalul : rv_u = 0,405 (VI) pînă la : rv_u = 0,533 (V). Extras numai elementele ptr. continuare calcul.																						
VI-V				0.332		0.533	0.948							4.672								
Intervalul : rv_u = 0,533 (V) pînă la : rv_u = 0,658 (IV) Calculul propriu-zis prin aproximații succesive.																						
V—IV	28.0	0.840	16.28	0.355	12.38	0.658	0.980	0.255	1.922	27.54	55.7	0.125	6.393	4.716	4.538	4.494	0.344	0.5935	0.964	24.37	+11,5%	
		0.839	16.25	0.354	12.38		0.979	0.255	1.919	26.84	56.5		6.574	4.656		4.554	0.344		0.963	24.84	+7,4%	
		0.838^5	16.15	0.353^5	12.33^5		0.976	0.256	1.907	25.84	57.0		6.842	4.494		4.716	0.343		0.962	25.85	-0,03%	156.99
Intervalul : rv_u = 0.658 (IV) pînă la : rv_u = 0.835 (III) Calculul prin apriximații succesive.																						
IV-III	35.0	0.878	18.16	0.385	12.73	0.835	1.020	0.256	1.992	37.0	48.7	0.177	6.211	4.056	4.887	5.325	0.369	0.7465	0.999	39.86	-7.7%	
		0.881	18.29	0.387	12.75		1.025	0.257	1.995	40.0	46.2		5.711	4.166		5.215	0.370		1.001	38.55	+3.6%	118.44

NOTĂ : 1) Elementele necesare : cîmpul hidrodinamic, vitezele $V_m = f(s)$, muchia de ieșire în plan meridian, $rV_u = f(s)$, $R = f(s)$, $\overline{d} = f(\overline{x})$ $\theta_e = f(s)$ de la linia vecină, după care se completează datele de intrare coloanele 3÷7, 9, 11÷13 și 16.

2) Relații de calcul suplimentar : $K = zd/2\pi r$ (7) ; $V'_m = V_m/(1-K^2) + K\sqrt{[V_m/(1-K^2)]^2 + r^2(rV_u/r^2 - \omega)^2/((1-K^2)} \quad (8)$ și

$\Delta\theta_{i+1} = \Delta\theta_i + \Delta\delta' - \Delta\delta'' \quad (9)$ vezi și fig. 2.

Conținutul memoriilor				Execuția programului — Exemplificare								*Tabelul 1*
P1		P2		Pas	Date introduse	READ-OUT	Obs.	Pa	Date introduse	READ-OUT	Obs.	
0	$V'm$	0		/	Mode 1			13	GOTO 3	5,711	Ωn	
1	d	1	$V'm(i+1)$	1	P1	0		14	GOTO 4	0,04166	$\Delta\delta''$	
2	r	2	$\Delta\theta i+1$	2	d EXE	0,01829						
3	Vm	3	$rVu(i+1)$	3	r EXE	0,387		/	MODE 1			
4	rVu	4	$r(i+1)$	4	Vm EXE	0,881		1	P2	0		
5	R	5	$\Delta Si+1$	5	rVu EXE	0,835		2	$V'm(i+1)$ EXE	1.001		
6	$\Delta(rvu)$	6		6	R EXE	0,257		3	$\Delta\theta i+1$ EXE	0,05215		
7	ΔS	7		7	$\Delta(rvu)$ EXE	0,177		4	$rVu(i+1)$ EXE	0,7465		
8	Δn	8		8	ΔS EXE	0,040		5	$ri+1$ EXE	0,370		
9	K			9	Δn EXE	0,0462		6	$\Delta\delta i+1$ EXE	0,040		
				10	EXE	0,1275	K	7	EXE	—0.03855	$\Delta S'_{i+1}$	
				11	EXE	1,025	$V'm$	8	GOTO 2	+3,6%	$\delta(\Delta S)$	
				12	GOTO 2	1.995	Ωu					

tă în primă aproximație segmentul elementar ΔS_{i+1} (col. 11), care ar corespunde întretăierii cu linia turbionară care vine de la linia de curent vecină ;

CALCULUL PROGRAMAT

al integrării liniilor turbionare rV_u = const. simultan cu integrarea liniilor de curent ψ = const. la rotori tip Francis pentru descrierea calculului vezi tabel 1

Tabelul 2

		Obs.	Nr. de pași
MODE 2 — WRT			
P1	HLT, Min 1, HLT, Min 2, HLT, Min 3, HLT, Min 4, HLT, Min 5, HLT,		
	Min 6, HLT, Min 7, HLT, Min 8, HLT, 2, ·, 7, X, MR 1, ÷, MR 2, =, Min 9,		
	HLT, MR 4, ÷, MR 2, INVX², — 6, ·, 8, 0, 7,)], INVX², X, MR 2, INVX²,		
	=, X, [(, 1, —, MR 9, INVX²,)], =, +, MR 3, INVX², =, INV 5, X,		
	MR 9, +, MR 3, =, ÷, [(, 1, —, MR 9, INVX²,)], =MinO, HLT		71
LBL 1	MRO, HLT	V'_m	3
LBL 2	MRO, ÷, 2, ÷, MR 5, =, HLT	Ω_u	8
LBL 3	MRG, ÷, 2, ÷, MR 2 ÷, MR 7, =, HLT	Ω_n	10
LBL 4	MRO, X, MR 7, X, MR 8 ÷, MR 5 ÷, MR 6, =, HLT,	$\Delta\delta''$	12
		Total $P1$ ...	104
MODE 2 — WRT			
P2	HLT, Min 1, HLT, Min 2, HLT, Min 3, HLT, Min 4, HLT, Min 5, HLT, MR 1,		
	X, MR 2, ÷, [(MR 3, ÷, MR 4, INVX², —, 6, ·, 8,0, 7,)] = Min 6, HLT		30
LBL 1	MR 6, HLT	$\Delta S'_{i+1}$	3
LBL 2	MR 6, +, MR 5,)], ÷, MR 5, INV. %, HLT	$\delta\ \Delta S_{i+1})$	9
		Total $P1$ și $P2$ =	146

— se înscriu apoi de pe planşetă elementele din coloanele 3—9 şi 12—13, cu care se calculează în final coordonata unghiulară (col. 15) a segmentului elementar din linia turbionară (fig. 2) ;

— pe baza acesteia se redetermină de data aceasta prin calcul (col. 16—21), segmentul elementar $\Delta S'_{(i+1)}$;

— se confruntă cu valoarea adoptată în prima aproximaţie din coloana 11 şi întreg calculul se reia pînă diferenţele coloana 11 — coloana 21 sînt sub $\pm 5\%$ (col. 22), după care se stabileşte coordonata valabilă a întretăierii celor două linii, de curent şi turbionară, în coloana 23.

Calculul se preferă a se derula concomitent pe toate liniile de curent, cel puţin pînă se determină defintiv muchia de ieşire, care din motive tehnologice se preferă în plan meridian admiţîndu-se şi o oarecare torsionare a curentului ($rv_{u2} \neq 0$), care să fie şi în limite recomandate de literatura de specialitate [6, 8, 10].

După terminarea calculului rezultă scheletul paletei din figura 2, din care reiese că din suprafaţa turbionară calculată paleta s-a înscris într-o suprafaţă de extindere mai redusă, pentru a avea o muchie de ieşire mai tehnologică, în plan meridian.

Problema mecanizării calculelor. Soluţionarea problemei descrisă anterior reclamă un foarte mare volum de calcule, numai pentru determinarea scheletului paletei : pentru 9—10 rotori elementari sînt necesare, în medie, circa 100.000 de operaţii şi înregistrări, de 4—6 digiţi fiecare, în cazul calculului „pas cu pas", ceea ce face metoda greu abordabilă în aceste condiţii.

Multitudinea parametrilor care intră în relaţiile (2) — (9) fiind necesar a fi urmărită permanent în derularea calculului, face ineficientă utilizarea calculatoarelor de mare capacitate plasate în centre de calcul independente şi reclamă, în condiţiile actuale, apelarea la minicalculatoarele programabile, utilizabile lîngă planşeta pe care se proiectează rotorul în cauză.

Plecînd de la schema de calcul din tabelul 1 şi descrisă anterior, în tabelul 2 se prezintă o asemenea rezolvare în limbajul propriu minicalculatoarelor [12, 13]. Pentru rezolvarea calculului unui ciclu echivalent cu un rînd din tabelul 1, de la aproximarea unui pas dintr-o curbă turbionară (coloana 11 din tabel) şi pînă la confirmarea corectitudinii acestei aproximări (coloanele 3—22 din acelaşi tabel 1), sînt necesare capacităţi corespunzînd la 15 registre de memorii independente şi 146 paşi.

Această soluţie reduce cele 100.000 operaţii greoaie şi obositoare, cu înregistrare, de la metoda „pas cu pas", la circa 9000 operaţii la metoda cu calcul miniprogramat, mult mai uşoare, de introducere şi extragere din minicalculator a datelor, eventualele înregistrări efectuîndu-se numai pentru date necesare din punct de vedere hidrodinamic, în cazul unor eventuale modificări îmbunătăţiri ulterioare.

Volumul de muncă inginerească se apreciază, pe baza unor calcule aproximative, că se reduce de circa 20 ori.

Concluzii

După dezbaterea unor probleme tehnice care apar în încercarea de aplicare la rotori tip F 310 a metodei Bauersfeld-Voznesenski, completată cu ultimele corecţii-îmbunătăţiri, se determină, prin selecţie, soluţii adecvate situaţiei (cimp monodimensional, mecanizarea calculelor), ceea ce oferă posibilitatea utilizării eficiente, şi în practica indigenă, a acestei metode verificată în practica realizării de turbine hidraulice.

Soluţiile însuşite fac metoda mult mai operativă şi astfel pe osatura unui prim rotor încercat la C.C.S.I.T.E.H. se determină următoarele orientări în îmbunătăţirea rotorului model F 310—IV/b :

1) reconsiderarea unghiurilor de intrare ieşire prin prisma optimizării unor parametrii specifici reţelei plane de profile (săgeţi, incidenţe — /15/) ;

2) majorarea torsionării curentului la ieşirea din rotor ($v2u \neq 0$, [8, 10] ;

3) reconsiderarea legilor $rv\,u = f(s)$, în sensul majorării derivatei $d(rv\,u)/ds$ spre zona de intrare în rotor [2, 10 şi 11] ;

4) reconsiderarea diametrului D_2 de la ieşire, în sensul micşorării acestuia, corelat bineînţeles şi cu parametrul b_0 care se menţine şi β_2 [3, 14].

Motivările pentru corecţiile enumerate, aşa cum rezultă din interpretările din literatura de specialitate pentru cazul tratat, logice şi evidente, dublate de convergenţa, respectiv, corelarea reciprocă a acestora, întăresc aprecierea că îmbunătăţirea atît a randamentului (punctele 1, 2 şi 4), cît şi a caracteristicilor anticavitaţionale (punctele 3 şi 4) prin aplicarea acestor corecţii, facilitată de elasticizarea metodei prin soluţiile expuse prezintă un înalt grad de certitudine.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x : Consideraţii privind alegerea datelor de calcul la variante F 310 — Reşiţa, 1978.

[2] *Anton, I.* : Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timişoara, 1979.

[3] *Kolton, A., Iu.* : Raz abotka i issledovaniia r, k. turbin Krasnoiarskoi GES, In : Ghidroturbostroienie, nr. 10/1964, Moscova/Leningrad.

[4] *Nevskii, D., Iu* : Motodika rasciot r. k. radialnosevîh turbin. In : Ghidroturbostroienie, nr. 12/1969, Leningrad.

[5] *Bitang, A., Gheorghiţă, L.* : Tendinţe actuale în concepţia de modele pentru turbine hidraulice — Raport deplasare la lab. hidr. din Elveţia şi Austria. CCSITEH Reşiţa, 1971.

[6] *Barlit, V. V.* : Ghidravliceskie turbinî, Kiev, 1977..

[7] *Prostak, F. A.* : Laboratornîe issledovaniia r. k. dlia turbinî Bratskoi GES. In : Ghidroturbostr. nr. 8 1961, Leningrad, 1961.

[8] *Bulgakov, V. A.* : *Lasenko, V. E.* : Nekotorîe rezultatî issledovaniia strukturî poteka v radialno-osevoi turbine PO—310. In : Ghidravliceskie maşinî, nr. 9/1975, Harkov.

[9] *Kolton, A. Iu.:* Postroienie meridionalnogo potoka. In: Ghidroturbostroienie, nr. 10/1964, Moscova-Leningrad.
[10] *Gutovskii, E. V.:* Teoriia i ghidrodinamiceskii rasciot ghidroturbin. Mașinostroenie, Leningrad, 1974.
[11] *Kolton, A. Iu.:* Osnovî teorii i ghidrodinamiceskogo rasciota vodeanîh turbin. Moscova/Leningrad, 1958.
[12] *x x x:* Programmable Scientific Calculator CASIO FX-501 P Casio Computer Co, Ltd-Japan, 1979.
[13] *x x x:* Der Weg zum Programmieren Texas Instruments, 1977.
[14] *Lasenko, V. E.:* Profilirovanie lopasti radialnoosevoi ghidroturbinî Po 310. In: Ghidravliceskie Mașinî, nr. 11/1977, Harkov.
[15] *Voia, I., Marton, N.:* Analiza caracateristicilor rotoarelor F 310 prin prisma rețelei rotorice. CCSITEH Reșița, octombrie, 1980.

CZ : 621.22

Mișcări potențiale prin rețele plane de profile calculate cu metoda elementelor finite

Fiz. Iuliu **KOLATI**, dr. ing. Iacob **VOIA** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița
Mat. Ion **BUTARU** — C.T.C.E. Reșița

Introducere

Mișcările potențiale plane, calculate cu metoda elementelor finite (MEF), au mai fost tratate pe scurt în lucrarea [1].

În principiu problema constă în rezolvarea ecuației Laplace, în cazul domeniilor multiplu conexe, pentru potențialul de viteză ;

$$\nabla^2\Phi = 0 \tag{1}$$

și pentru funcția de curgere :

$$\nabla^2\psi = 0, \tag{2}$$

cu condițiile de frontieră Neumann, Dirichlet, sau altele.

După obținerea ecuației matriciale globale ale elementelor finite :

$$[A_{NM}]\cdot[\Phi_M] = [F_N] \tag{3}$$
$$(N, M = 1, \ldots, N_{\max})$$

și

$$[A_{NM}]\cdot[\psi_M] = [F_N^0] \tag{4}$$

(prima pentru potențialul de viteză, iar a doua pentru funcția de curgere), unde $N_{\max}$ este numărul maxim de noduri rezultate din împărțirea domeniului de curgere în elemente finite, se obțin, prin rezolvarea acestor ecuații, valorile funcțiilor Φ și ψ în nodurile rețelei.

Anumite greutăți pot fi întîmpinate, în cazul domeniilor multiplu conexe, la calculul condițiilor la limită. Astfel, este cazul rețelelor plane care sînt considerate infinite, dar în calculele cu MEF trebuie luate cu dimensiune finită. Reducerea dimensiunii rețelei nu trebuie să afecteze precizia de calcul ; de altfel și verificările experimentale se pot face numai pe rețele finite [5]. Această reducere a dimensiunii rețelei va avea influență asupra condițiilor la limită, după cum se va arăta mai jos.

Metoda de rezolvare a ecuației Laplace pentru orice fel de domenii (simplu, sau multiplu conexe) a fost cuprinsă în programul „PLAN", folosind elemente izoparametrice patrulatere liniare, descrise în lucrările [2, 6].

Calculul condițiilor la limită Dirichlet

Condițiile la limită de tip Neumann sînt cuprinse în matricele $[F_N]$ și $[F_N^0]$ din ecuațiile (3) și (4). Calculul elementelor de matrice F_N se poate face cu ușurință, prin impunerea ca viteza să fie tangentă la peretele solid.

Scriind elementul de matrice F_N^0 pentru funcția de curgere :

$$F_N^0 = \int_\Gamma \Phi_N^* \cdot (-v_y\vec{i} + v_x\vec{j}) \cdot (n_x\vec{i} + n_y\vec{j})\, d_1 \tag{5}$$

unde :

Φ_N^* — funcția de interpolare pe conturul respectiv ;

— v_x, v_y și n_x, n_y sînt componentele vitezei, respectiv ale normalei exterioare la Γ.

Se constată că vectorul $\vec{v}' = -v_y\vec{i} + v_x\vec{j}$ este perpendicular pe viteză, deoarece $\vec{v}\cdot\vec{v}' = 0$. De aici rezultă că $\vec{v}'\cdot\vec{n} \neq 0$, pe peretele solid și că integrala din (5) nu poate fi calculată pentru că nu se cunosc vitezele în lungul pereților.

Datorită faptului că această integrală se anulează, cînd viteza la intrare este perpendiculară pe frontiera de intrare, se înlocuiesc aceste condiții la limită cu condiții Dirichlet.

Se dă, mai jos, o metodă de calcul al condițiilor la limită Dirichlet, pentru orice fel de domeniu.

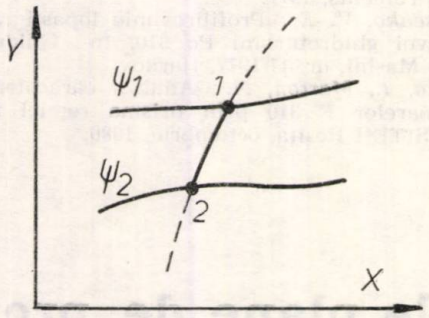


Fig. 1

Se consideră o porțiune dintr-o linie oarecare ce intersectează liniile ψ (fig. 1). Diferențiala funcției de curgere $\psi(x, y)$ va fi :

$$d\psi = \frac{\partial \psi}{\partial x} dx + \frac{\partial \psi}{\partial y} dy \qquad (6)$$

Ținînd cont de relațiile ce leagă componentele vitezei cu ψ :

$$v_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}; \quad v_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x} \qquad (7)$$

se obține :

$$d\psi = -v_y dx + v_x dy \qquad (8)$$

Dacă se consideră două puncte (1 și 2) suficient de apropiate, ca să se poate scrie :

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 \simeq d\psi \qquad (9)$$

atunci rezultă următoarea formulă pentru calculul condițiilor Dirichlet:

$$\psi_2 - \psi_1 = (x_2 - x_1) \frac{v_y^{(1)} + v_y^{(2)}}{2} - (y_2 - y_1) \frac{v_x^{(1)} + v_x^{(2)}}{2} \qquad (10)$$

unde s-a considerat că viteza variază liniar între cele două puncte considerate.

Cu această formulă se pot calcula condițiile Dirichlet și pe profilele interioare, dar pentru aceasta este necesară mai întîi rezolvarea ecuației Laplace cu simbolistica Φ de unde se obțin componentele vitezei din interiorul domeniului.

Curgerea prin rețea

Studiul curgerii prin rețele prezintă o importanță tehnică deosebită pentru mașinile hidro-pneumatice rotative.

Considerăm o rețea plană, dreaptă, la care limitarea domeniului de curgere se poate face prin două linii drepte, trasate în prelungirea scheletului (fig. 2). Dacă unghiul de ieșire ales corespunde cu cel calculat cu MEF, liniile de curent din mijlocul traseului, din imediată apropiere a bordului de fugă, vor fi tangente la

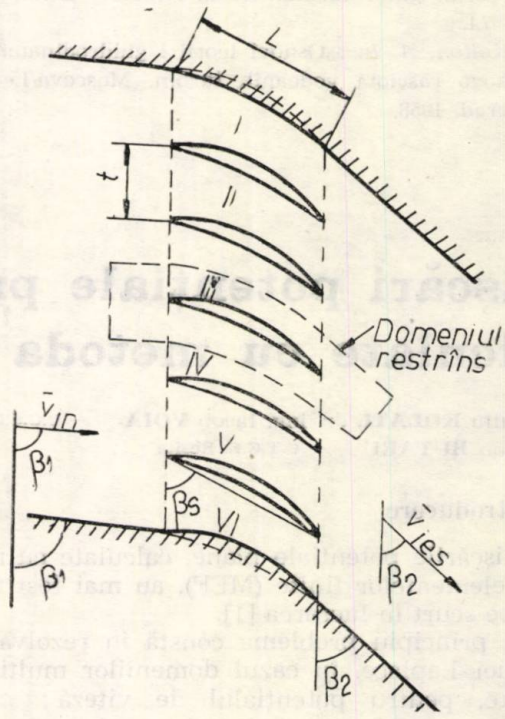


Fig. 2

această direcție. Numărul profilelor cuprinse între cele două drepte limitatoare de domenii nu este necesar să fie mai mare de 3 . . . 5. Prelungirea rețelei dinspre intrare se va lua paralelă cu viteza reală, neperturbată (fig. 2).

Profilul ales pentru rețeaua studiată este arătat pe figura 3, iar în tabelul 1 au fost tre-

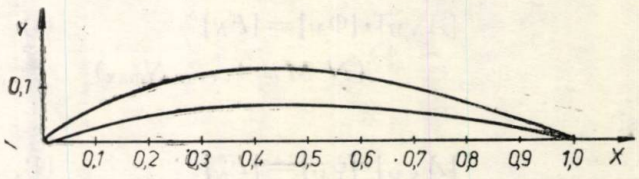


Fig. 3

cute cîteva puncte caracteristice ale profilului. Celelalte caracteristici ale rețelei au fost următoarele : unghiul de intrare $\beta_i = 90°$, pasul re-

Tabelul 1

x	extrados	1,0	0,67	0,41	0,116	0
y		0	0,108	0,134	0,068	0
x	intrados	0,0019	0,1169	0,413	0,586	0,75
y		-0,0016	0,026	0,064	0,061	0,044

țelei $t = L/3$ și au fost alese cinci profile pentru formarea rețelei. Rețeaua s-a studiat pentru două unghiuri de instalare a paletei $\beta_s = 70°$ și 90°, la care corespund unghiurile de ieșire $\beta_2 = 52{,}5°$, respectiv 72,5°.

Datorită faptului că s-au folosit elemente liniare, s-au obținut vitezele corecte doar printr-o împărțire fină a domeniului restrîns (fig. 2). În ambele cazuri studiate, prima partiție a întregului domeniu a fost făcut cu 434 de noduri, iar în partiția a doua, domeniul restrîns avea 429 de noduri.

Rețeaua cu $\beta_s = 70°$. Pe figura 4 sînt reprezentate, cu linie întreruptă (pentru domeniul redus), liniile de Φ = constant și ψ = constant, obținute cu condițiile la limită calculate prin

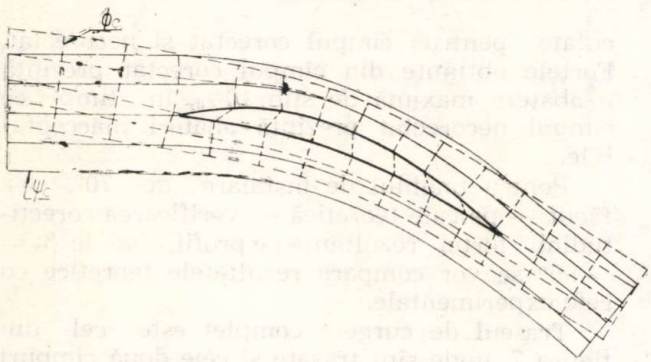


Fig. 4 Cîmpul hidrodinamic în jurul paletei din rețea ($\beta_1 = 90°$; $\beta_s = 70°$; $\beta_2 = 52{,}5°$).
legendă :
..... linii Φ_c și ψ_c necorectate ;
—— linii ψ_c corectate.

metoda de mai sus. Un prim inconvenient al acestui cîmp hidrodinamic este că debitul prin zona **VI** (fig. 2) a fost de aproximativ 1,8 ori mai mare decît în zona **I**, de unde rezultă, evident, că profilele nu au lucrat în mod egal. Acesta se datorește efectului de cot introdus prin dreptele limitatoare de domeniu. Prin impunerea debitelor egale între palete, s-a obținut un cîmp hidrodinamic corectat, ale cărui linii de curent sînt reprezentate pe linie continuă pe figura 4. Variația coeficientului de presiune pe o paletă din rețea este trasată pe figura 5. Diferențele între cele două curbe, corespunzătoare celor două cîmpuri, nu este excesiv de mare și totuși valorile forțelor hidrodinamice sînt total diferite, după cum se va arăta mai jos.

Calculul forței rezultante pe profil. Forțele hidrodinamice asupra profilului din rețea au fost calculate prin două metode diferite :

a) prin integrarea presiunii pe profil ;

b) cu teorema conservării impulsului.

a) Rezultanta presiunilor pe un corp imers se poate calcula cu formula dată în [3] :

$$dR_x = -pdy \qquad (11, a)$$

$$dR_y = pdx \qquad (11, b)$$

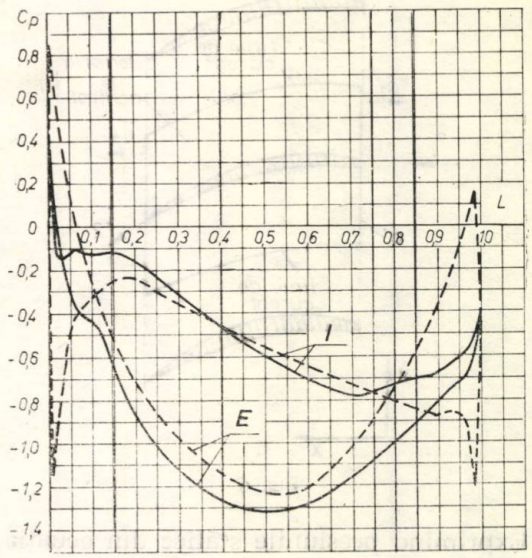


Fig. 5 Coeficientul de presiune pe paleta din rețea ($\beta_1 = 90°$; $\beta_s = 70°$; $\beta_2 = 52{,}5°$).
Legendă :
E — extrados
I — intrados
. . . . cîmp necorectat.
—— cîmp corectat.

Folosind ecuația lui Bernoulli, pentru expresia presiunii în interiorul fluidului în mișcare, rezultă :

$$p = p_0 - \rho \frac{v^2}{2}, \qquad (12)$$

unde s-a considerat că variația forțelor de greutate este neglijabilă pe profil, astfel că p_0 este o constantă pe un fir de curent. Înlocuind expresia (12) a presiunii în (11) se obține :

$$R_x = \frac{\rho}{2} \int_c v^2 dy \qquad (13\ a)$$

$$R_x = \frac{\rho}{2} \int_c v^2 dy \qquad (13\ b)$$

În relațiile (13), curba C reprezintă conturul profilului.

b) Dacă se aplică teorema impulsului din [3, 7] asupra domeniului din figura 6, se obține :

$$\vec{R} = -\rho \cdot v_{1x} \cdot \sigma_1 \cdot (\vec{v}_2 - \vec{v}_1) + \vec{n}_1 (p_2 - p_1) \cdot \sigma_1 \qquad (14)$$

cu următoarele notații folosite (vezi fig. 6).

ρ — densitatea fluidului ;

$\vec{v}_1$, $\vec{v}_2$ — vitezele de la intrare și ieșire ;

$\vec{n_1}$ — normala exterioară a domeniului de control la intrare ;

σ_1 — secțiunea de intrare ;

p_1, p_2 — presiunea statică la intrare și ieșire.

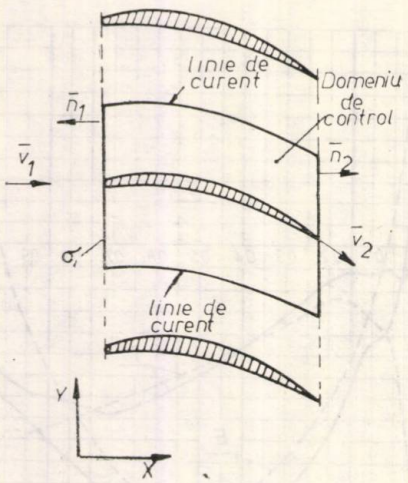


Fig. 6

Exprimînd presiunile statice din ecuația lui Bernoulli și făcînd proiecția pe axele de coordonate, rezultă :

(15 a)

$$R_x = -\rho v_{1x}\sigma_1 \cdot (v_{2x} - v_{1x}) + n_{1x}\frac{\rho}{2}\left(v_1^2 - v_2^2\right)\sigma_1$$

(15 b)

$$R_y = -\rho v_{1x}\sigma_1 \cdot (v_{2y} - v_{1y}) + n_{1y}\frac{\rho}{2}\left(v_1^2 - v_2^2\right)\sigma_1$$

După executarea calculelor numerice cu formulele (13) și (15), s-a obținut rezultanta forțelor pe profil cu cele două metode de mai sus. Luînd ca bază forța rezultată din teorema de conservare a impulsului, în tabelul 2 au fost trecute abaterile procentuale ale forțelor cal-

Tabelul 2

Mărimea		Cîmp necorectat	Cîmp corectat
R_x	abaterea	— 61,2 %	— 3,7 %
R_y		— 71,9 %	— 9,5 %
R		— 70,3 %	— 8,7 %

culate pentru cîmpul corectat și necorectat. Forțele obținute din cîmpul corectat prezintă o abatere maximă de sub 10%, în timp ce cîmpul necorectat prezintă abateri inacceptabile.

Pentru unghiul de instalare de 70°, s-a făcut — pe cale teoretică — verificarea corectitudinii forței rezultante pe profil, iar la $\beta_s = 90°$ se vor compara rezultatele teoretice cu cele experimentale.

Traseul de curgere complet este cel din figura 7, unde sînt trasate și cele două cîmpuri hidrodinamice. Punctele reprezentate pe frontierele solide sînt cele declarate în prima partiție la datele de intrare. În acest caz efectul de cot s-a manifestat mai redus, ceea ce se poate constata din valorile liniilor de stagnare (ψ_s) pe paletele **1** și **5**. Raportul acestor două

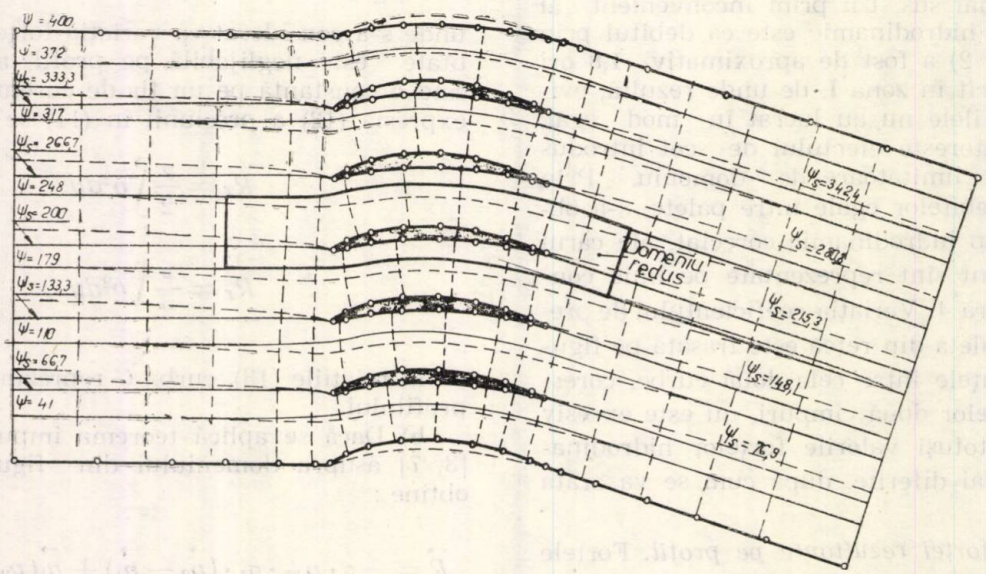


Fig. 7 Cîmpul hidrodinamic al traseului complet ($\beta_1 = 90°$; $\beta_s = 90°$; $\beta_2 = 72{,}5°$).

Legendă : ..... cîmp necorectat ;
——— linii ψ_c corectat.

valori, pentru cîmpul necorectat, este de numai 1,33, iar scăderea acestui raport se explică prin faptul că, la $\beta_s = 90°$, unghiul între partea de intrare și ieșire a traseului era cu 20° mai mic ca la $\beta_s = 70°$, deci și efectul de cot s-a manifestat moderat.

Valoarea coeficientului de presiune în jurul unei palete este arătată pe figura 8. Punctele

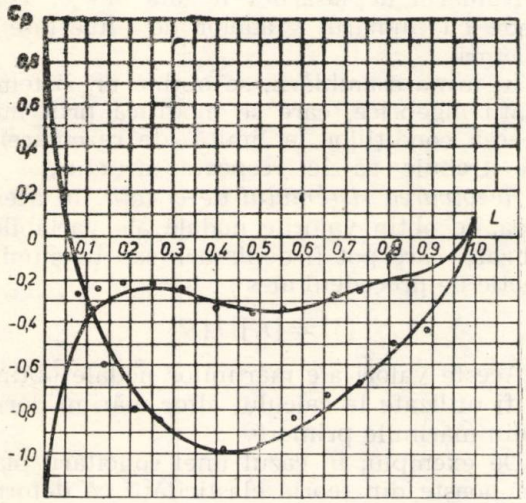


Fig. 8 Coeficientul de presiune pe paleta din rețea ($\beta_1 = 90°$; $\beta_s = 90°$; $\beta_2 = 72{,}5°$).
Legendă : ● – măsurări experimentale ; — calculat cu MEF.

rezultate din măsurările experimentale sînt plasate în marea majoritate a lor pe curba teoretică. O oarecare abatere se observă doar la capetele paletei, unde înseși măsurările experimentale prezintă o mai mică certitudine, datorită condițiilor de măsurare nefavorabile.

Ca o **concluzie,** la cele arătate mai sus, se poate afirma că **rezultatele obținute cu metoda elementelor finite, în cazul scurgerilor prin rețele plane, drepte, sînt în bună concordanță cu teoria generală a conservării impulsului și cu măsurările experimentale.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kolati, I., Voia, I., Butaru, I.:* Mișcări potențiale plane calculate cu metoda elementelor finite — la Colocviul anual de Mecanica Fluidelor și Aplicațiile ei Tehnice, Galați, 1982.

[2] *Chung, T. J.:* Analiza dinamicii fluidelor cu elemente finite, lb. engleză, Mc. Graw Hill New York, 1978.

[3] *Carafoli, E., Constantinescu, V. N.:* Dinamica fluidelor incompresibile, Ed. Academiei RSR, 1981.

[4] *de Vries, G., Norrie, D. H.:* Aplicarea tehnicii elementelor finite la problemele curgerii potențiale, lb. engleză, în Journal of Applied Mechanics-Transaction of the American Society of Mechanical Engineers, 1971 dec. pag. 798.

[5] *Saitós, S.:* Caracteristicile cavitaționale ale rețelelor de profile în ulei, lb. engleză, în Raportul Institutului de Mecanica vitezelor înalte, Univ. Tohoku, Vol. 31, 1975.

[6] *Kolati, I. Voia, I., Butaru, I.:* Mișcări potențiale axial-simetrice rezolvate cu MEF, la Colocviul anual de Mecanica fluidelor și aplicațiile ei tehnice, Galați, 1982.

[7] *Zidaru, Gh.:* Mișcări potențiale și hidrodinamica rețelelor de profile, Ed. Didactică și Pedagogică București, 1981.

CZ : 621.24

Studiul solicitărilor în unele subansamble ale turbinelor hidraulice utilizînd metoda elementului finit

Fiz. Natalia **MARTON,** dr. ing. Iacob **VOIA** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița
Fiz. Ion **PARASCHIV** — INCREST București

Introducere

Metoda elementului finit face parte din metodele numerice de rezolvare a problemelor teoriei elasticității. Soluția aproximativă obținută satisface exigențele inginerești în proiectarea diferitelor structuri de rezistență.

Metoda constă în înlocuirea corpului deformabil cu o structură împărțită în părți mici, discrete, numite elemente finite, legate între ele prin noduri.

Proprietățile fiecărui element trebuie să fie în mod adecvat formulate, iar legăturile dintre ele trebuie stabilite în așa fel, încît să se asigure o reconstituire cît mai fidelă a structuri, atît din punct de vedere geometric, cît și al solicitării.

Discretizarea permite rezolvarea oricărei structuri, indiferent de geometria ei, iar faptul că analiza se face la nivelul elementelor componente și nu la nivelul întregii structuri reduce diversitatea cazurilor.

Analiza stării de solicitare a unei structuri cu metoda elementului finit presupune parcurgerea următoarelor etape :

Discretizarea structurii. Structura care urmează a fi calculată se subîmparte în elemente

finite, definindu-se topologia modelului care se va studia. Operația de discretizare trebuie făcută ținînd cont și de modul în care este solicitată piesa, de tipul de rezemare, etc. Poziția nodurilor, a liniilor sau a suprafețelor de separare este condiționată de prezența unor variații în geometria structurii, de calitatea materialului, de existența unor încărcări concentrate sau distribuite după legi de variație discontinue.

Alegerea tipurilor de elemente finite. Elementele finite diferă între ele prin :

— geometria lor ;
— caracteristicile de material ;
— numărul și tipul variabilelor independente care se atașează nodurilor.

Alegerea tipului de elemente finite se corelază cu discretizarea structurii. Forma acesteia poate impune utilizarea simultană a mai multor tipuri de elemente finite.

Pentru determinarea caracteristicilor sintetice ale unui element finit, se acceptă o lege convențională de variație (în cuprinsul elementului finit) a deplasărilor sau a tensiunilor. Aceste legi sînt, de preferință, polinoame ai căror coeficienți se determină din condiții de compatibilitate cu anumite proprietăți. Astfel, se presupune că deplasarea oricărui punct din interiorul elementului se exprimă, în mod unic, în funcție de deplasările nodale :

$$\{f\} = [N]\{\delta\} \tag{1}$$

unde :

$\{f\}$ — cîmpul deplasărilor ;
$[N]$ — funcția de formă ;
$\{\delta\}$ — vectorul deplasărilor nodale.

Generarea matricelor de rigiditate ale elementelor. Matricea de rigiditate a elementului exprimă proprietățile statice sau cinematice ale acestuia. Pentru determinarea matricei de rigiditate pot fi folosite următoarele procedee :

— metoda deplasărilor, conform căreia comportarea unui element elastic este descrisă de ecuația :

$$\{R_i\}^e = [K]^e \{\delta_i\}^e \tag{2}$$

unde :

$[K]^e$ reprezintă matricea de rigiditate a elementului e ;

$\{\delta\}^e$ este vectorul deplasărilor nodale ;

$\{R\}^e$ este vectorul încărcării care cuprinde toate forțele și momentele care acționează asupra elementului.

— utilizarea unor procedee variaționale ;
— procedeul bilanțului energetic.

Asamblarea. Matricea de rigiditate a întregii structuri se obține prin asamblarea matricelor de rigiditate ale fiecărui element în nodurile de conexiune. Procedeul de asamblare are ca echivalent ecuația :

$$\sum_{e=1}^{m} \{R\}^e = \left[\sum_{e=1}^{m} [K]^e \right] \{\delta\} \tag{3}$$

sau

$$\{R\} = [K]\{\delta\} \tag{4}$$

Numărul deplasărilor nodale din $\{\delta\}$ corespunde cu numărul gradelor de libertate al structurii.

În urma asamblării, se obține un sistem de ecuații algebrice, care se modifică prin introducerea condițiilor la limită (de rezemare) pe care trebuie să le respecte structura.

Rezolvarea sistemului de ecuații. În această etapă, se obțin valorile nodale ale variabilelor utilizate, care pot fi deplasări, sau tensiuni, în funcție de procedeul ales :

$$\{\delta\} = [K]^{-1}\{R\} \tag{5}$$

Aceste valori ale mărimilor nodale obținute pot fi utilizate la calculul altor mărimi derivate din mărimile primare.

De exemplu, în cazul unei solicitări, plane, se cunoaște din teoria elasticității că deformațiile specifice sînt legate de deplasări prin intermediul relațiilor :

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \tag{6}$$

unde u, v reprezintă deplasările pe cele două axe de coordonate ale sistemului ales.
În aceste condiții putem scrie :

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \{f\} = [B]\{\delta\} \tag{7}$$

Ținînd cont de relația (1) avem :

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} [N] \tag{8}$$

Eforturile unitare în funcție de deplasările nodale se calculează cu relația :

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\} = [E][B]\{\delta\} \tag{9}$$

Structura programului de calcul

Programul de calcul denumit SAP-2 este destinat calculului static al structurilor liniar-elastice. Programul, bazat pe metoda elementului finit, este codificat în limbajul FORTRAN IV și implementat pe calculatorul FELIX C-512.

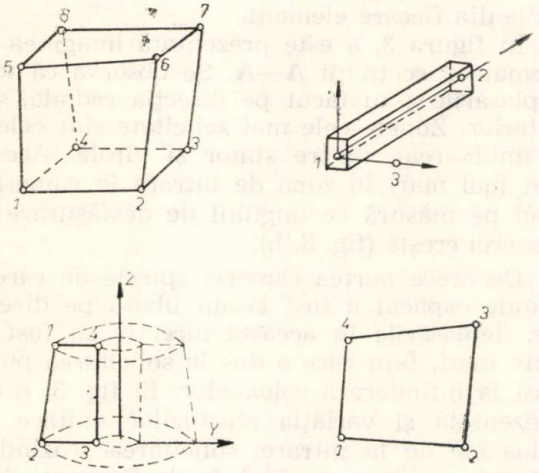


Fig. 1 Tipuri de elemente finite.

Sistemele structurale analizate pot fi compuse din următoarele tipuri de elemente finite :

— element de grindă tridimensională ;

— element cu deformații și eforturi plane (element de membrană), care poate prelua numai solicitări în planul plăcii ;

— element axial-simetric utilizat în cazul unei structuri, care prezintă o simetrie axială, atît a geometriei, cît și a solicitării ;

— element de placă subțire, care poate prelua pe lîngă solicitările de întindere-compresiune și încovoieri ;

— element solid tridimensional cu opt noduri ;

— element de arc utilizat pentru introducerea unor condiții la limită mai dificile.

Teoretic, nu există nici o restricție în ceea ce privește numărul de elemente utilizate. Limitările sînt condiționate de capacitatea calculatorului și de timpul de lucru.

Încercările care pot fi luate în considerare sînt :

— forțe concentrate în noduri ;
— presiuni ;
— presiuni hidrostatice ;
— cîmpuri termice ;
— greutăți proprii.

În urma efectuării calculului rezultă deplasările și rotirile nodale. Ele arată cum s-a deplasat nodul față de poziția inițială. Cu ajutorul acestor deplasări se calculează tensiunile din fiecare element.

Modelarea unor subansamble ale turbinelor hidraulice

Programul prezentat mai sus și a cărui schemă logică urmează etapele rezolvării cu metoda elementului finit a unei probleme de rezistență, s-a utilizat la calculul unei camere spirale și a unei vane fluture.

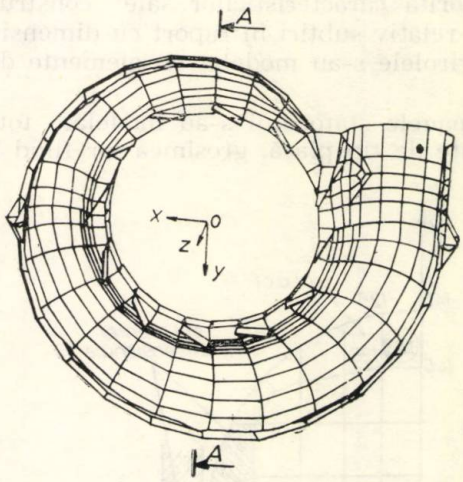


Fig. 2 Discretizarea camerei spirale în elemente finite.

Modelarea ansamblului cameră spirală-stator cu elemente finite. Geometria și modul de solicitare ale ansamblului cameră spirală-stator

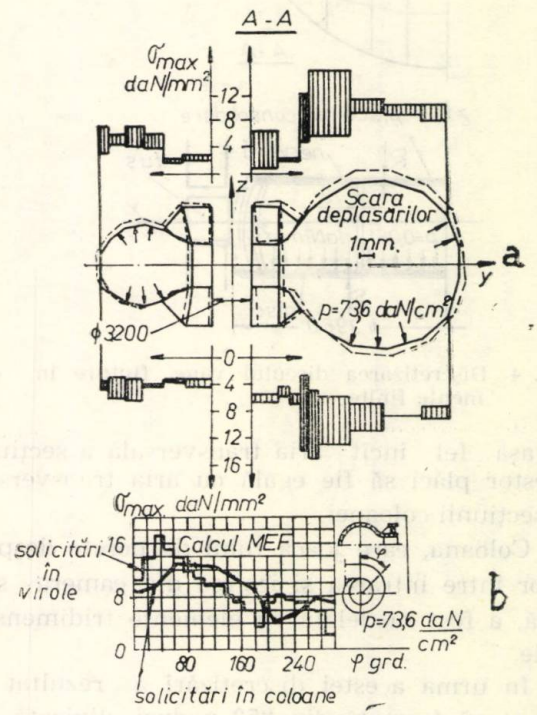


Fig. 3, a Imaginea secțiunii deformate a camerei spirale și variația eforturilor unitare.

Fig. 3, b Variația efortului σ_{max} în zona de îmbinare cu statorul și în coloanele statorului, în funcție de unghiul de desfășurare al camerei.

(fig. 2) fiind deosebit de complicate, un calcul de rezistență cu metode clasice este imposibil de conceput.

Camera spirală a fost discretizată în următoarele tipuri de elemente finite :

— elemente de tip placă ;
— elemente tridimensionale cu opt noduri ;
— elemente de arc.

Datorită caracteristicilor sale constructive (pereți relativ subțiri în raport cu dimensiunile sale), virolele s-au modelat cu elemente de tip placă.

Coloanele statorului s-au modelat tot cu elemente de tip placă, grosimea lor fiind luată

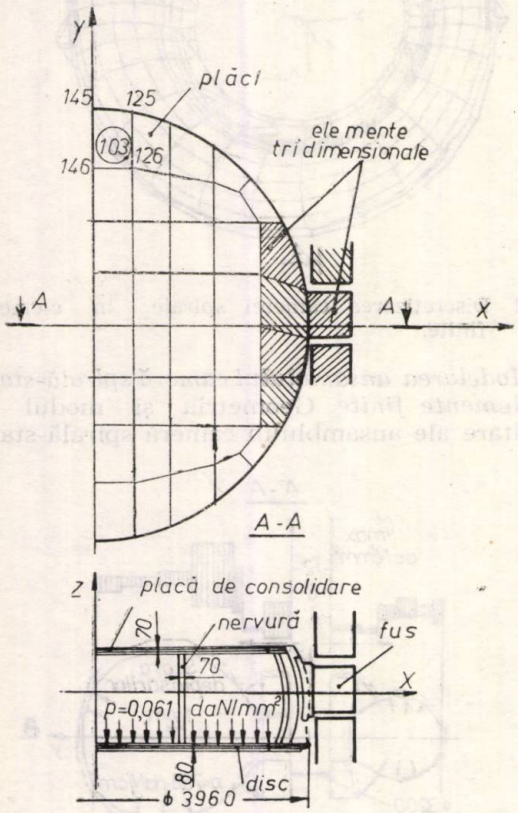


Fig. 4 Discretizarea discului vanei fluture în elemente finite.

în așa fel încît aria transversală a secțiunii acestor plăci să fie egală cu aria transversală a secțiunii coloanei.

Coloana, care joacă rolul de perete despărțitor între intrarea și ieșirea din camera spirală, a fost modelată cu elemente tridimensionale.

În urma acestei discretizări a rezultat o structură formată din 852 noduri, divizată în 872 plăci, trei elemente spațiale și 76 elemente de arc.

Discretizarea structurii este prezentată în figura 2. Numerotarea nodurilor structurii s-a făcut în așa fel, încît lățimea de bandă a matricei de rigiditate a întregii structuri să fie cît mai mică.

În final s-a obținut un sistem cu 3174 ecuații și lățimea de bandă 165.

Camera spirală a fost supusă unei presiuni interioare de 73,6 daN/cm².

În urma calculului s-au obținut deplasările și rotațiile fiecărui nod al structurii și tensiunile din fiecare element.

În figura 3, a este prezentată imaginea deformată a secțiunii **A—A**. Se observă că toate deplasările s-au făcut pe direcția radială, spre exterior. Zonele cele mai solicitate sînt cele de la îmbinarea dintre stator și virole. Acestea sînt mai mari în zona de intrare în cameră și scad pe măsură ce unghiul de desfășurare al camerei crește (fig. 3, b).

Deoarece partea camerei spirale de care se prinde capacul a fost lăsată liberă pe direcția *Oz*, deplasările în această direcție au fost relativ mari, fapt care a dus la solicitarea puternică la întindere a coloanelor. În fig. 3, b este prezentată și variația eforturilor unitare în coloanele de la intrare, solicitarea scăzînd pe măsură ce crește unghiul de desfășurare al camerei.

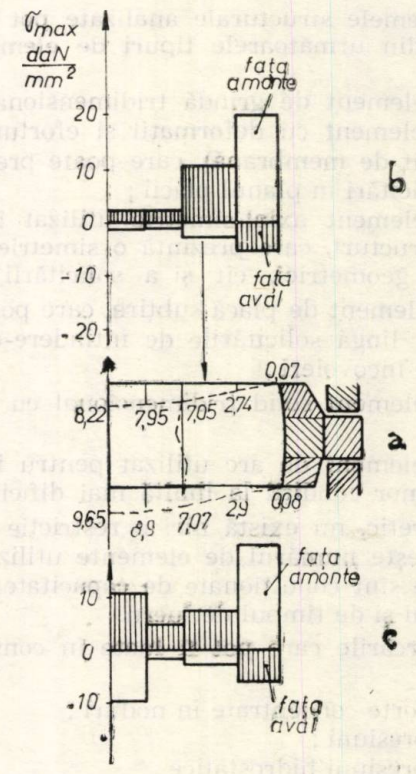


Fig. 5, a Imaginea secțiunii deformate a vanei.
Fig. 5, b Variația efortului unitar σ_{max} în placa de consolidare.
Fig. 5, c Variația efortului unitar σ_{max} pe disc.

Modelarea discului unei vane-fluture cu elemente finite. Vana-fluture biplană (fig. 4)

este un element de obturare plasat pe conductele forțate ale unor turbine hidraulice. În metodologia de calcul al vanelor fluture, un loc important îl ocupă calculul de rezistență a discului vanei.

Acesta este format din :

— nervuri ;
— discul propriu-zis ;
— placa de consolidare ;
— fusuri.

Pentru discretizarea discului vanei, s-au utilizat elemente de tip placă și elemente finite tridimensionale cu opt noduri. Discul propriu-zis, nervurile și placa de consolidare s-au modelat cu plăci, iar zona fusurilor — cu elemente finite spațiale. A rezultat în final o structură divizată în 290 noduri, formată din 144 plăci și 36 elemente spațiale. Modul în care s-a făcut discretizarea este prezentat în figura 4.

Discul vanei a fost supus unei presiuni de 6,1 daN/cm^2. S-a considerat încastrarea parțială a discului în fusuri. Nodurilor din această zonă li s-a permis numai deplasarea în direcția **X** a sistemului de coordonate.

Sistemul de ecuații rezultat are 984 ecuații și lățimea de bandă 215. Timpul necesar pentru calcul a fost de 1 oră.

În figura 5, a este prezentată imaginea deformată a secțiunii **A—A** a discului. Din punct de vedere al eforturilor unitare, cele mai solicitate sînt zonele din apropierea fusurilor. În diagramele din fig. 5 (a, b) sînt prezentate variațiile eforturilor unitare în secțiunea **A—A** pe ambele fețe ale discului.

Concluzii

In urma analizei rezultatelor se poate spune că programul de calcul SAP-2 este un instrument foarte util pentru calculul de rezistență a subansamblelor turbinelor hidraulice. Efectuarea acestor calcule în faze preliminare de proiectare permite optimizarea structurilor din punct de vedere al rezistenței.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zienkiewicz, O. C.* : The Finite Element Methode, — Mc Graw — Hill Book Company, 1977.

[2] *Cuteanu, E.* : Metoda elementelor finite în proiectarea structurilor, Ed. tehnică, 1978.

[3] *Wilson, E. L.* : Solid SAP : A static Analysis Program for Three Dimensional Solid Structures, University of California, 1972.

[4] *Sanó, T.* : Solid SAP : Programma di calcolo numerico per l'analisi statica di structture. Comitate Nazionale Energia Nucleare, RT/PRDT (74) 2, Roma, 1974.

OAMENII DE ŞTIINŢĂ ŞI PACEA

VIITORUL ENERGETIC AL ŢĂRII ESTE CONDIŢIONAT DE LEGĂTURA DINTRE ŞTIINŢĂ, TEHNOLOGIE ŞI PACE

Politica consecventă a României socialiste de realizare a unei lumi a păcii în care popoarele să-şi poată afirma liber geniul creator, dînd noi valenţe vieţii materiale şi spirituale a omenirii, reprezintă astăzi o coordonată de referinţă pe plan mondial.

Simpozionul internaţional „Oamenii de ştiinţă şi pacea" care a avut loc în 1981 la Bucureşti prin reunirea a numeroase personalităţi prestigioase ale vieţii ştiinţifice mondiale, a constituit un prilej de afirmare şi asumare a răspunderilor oamenilor de ştiinţă pentru folosirea cuceririlor ştiinţei în folosul vieţii şi civilizaţiei pe pămînt şi nu în scopul creării de noi mijloace de distrugere. El a constituit totodată un prilej de apel la mobilizarea tuturor slujitorilor ştiinţei împotriva politicii de înarmare şi agravare a încordării internaţionale, pentru colaborare, destindere şi pace în lume.

În politica de dezvoltare a bazei energetice a ţării noastre se regăsesc, ca de altfel în toate domeniile activităţii economico-sociale, principiile şi aspiraţiile dintotdeauna ale poporului român spre pace, colaborare cu toate ţările, în condiţii de respect şi avantaj reciproc, de canalizare a eforturilor comune pentru a orienta cuceririle ştiinţei şi tehnicii spre binele civilizaţiei umane.

Astfel, în România s-a dezvoltat şi se dezvoltă baza proprie de realizare a echipamentelor energetice necesare programului de asigurare a independenţei energetice a ţării, de valorificare a tuturor resurselor. Cu acest prilej, alături şi odată cu formarea cadrelor de oameni de ştiinţă şi tehnicieni proprii, de promovarea realizărilor proprii, a existat o colaborare reciproc avantajoasă cu alte ţări: U.R.S.S., China, R. S. Cehoslovacia, Franţa, Austria, ş. a.

Să exemplificăm numai în domeniul echipamentelor hidraulice, valorificarea împreună cu R.S.F. Iugoslavia a potenţialului energetic al Dunării prin realizarea sistemului hidroenergetic şi de navigaţie Porţile de Fier I, şi actuala colaborare la Porţile de Fier II, respectiv realizarea nodului hidroenergetic Stînica-Costeşti pe Prut împreună cu U.R.S.S., exemple edificatoare ale rezultatelor unirii forţelor oamenilor de ştiinţă şi tehnicienilor din diferite ţări spre folosul şi bunăstarea vieţii lor şi nu în scopul realizării de tot felul de arme destinate distrugerii vieţii şi rezultatelor muncii miilor de oameni.

Lucrînd în domeniul echipamentelor hidroenergetice, sînt convins că preocuparea constantă pentru viitorul ţării noastre în cadrul căreia viitorul energetic al României este o problemă vitală, nu poate fi susţinută decît în legătură indisolubilă cu viitorul omenirii, de unde necesitatea unei strînse legături între ştiinţă, tehnologie şi pace, de colaborare a tuturor lucrătorilor din domeniile ştiinţei şi tehnicii.

Dr. ing. Iacob **VOIA**

cercetător ştiinţific principal
Şef Laborator de Cercetare
Centrul de Cercetare Ştiinţifică
şi Inginerie Tehnologică pentru
Echipamente Hidroenergetice
Reşiţa

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
difuzează în anul 1983

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex. : **programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor etc.**

Materialele sînt grupate în serii :

Simbol	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini" 1983
ID	**INFORMARE DOCUMENTARĂ** asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere :
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
	Informări pentru specialiști :
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbol	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind nivelul tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
SID 26 . . . 34	Noutăți în turnătorii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CE, CO, CTN, CMA, CA	Cataloage de fișe tehnice de produse, tehnologii și mecanizări
PTN, SE, CSSM, RSM, CES	Realizări deosebite, omologări standarde etc.
CTO, CT	Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI-MICM	Buletinul intern MICM
NT	Normative tehnice
LPCM	Liste de prețuri în construcția de mașini
NPD-PCI	Norme de prevenire și dotare pentru paza contra incendiilor
	MATERIALE DOCUMENTARE în ajutorul proiectării și al producției

Metodologie de întocmire și analiză a bilanțurilor energetice, manual practic privind decuparea fină, atlas de forme și dimensiuni ale rosturilor pentru sudare, limbajul LIPCON, robotica, oțeluri tipizate pentru construcția de mașini — indicații practice de utilizare.

1983 JUN 2

E 3279 04

CM

R

- MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ
- SUMAR ANUAL PE PROBLEME ŞI AUTORI
- OAMENII DE ŞTIINŢĂ ŞI PACEA

B

REFERÁLVA

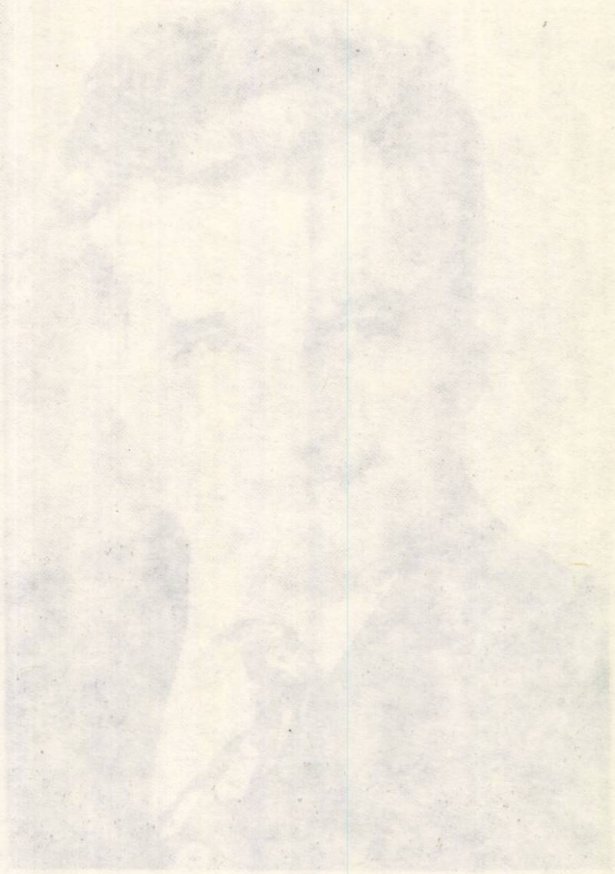
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

2-3

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ XXXV ■ FEBRUARIE-MARTIE 1983

„Nu am avut, nu am și nu voi avea nimic mai de preț decît interesele poporului în rîndul căruia m-am născut, am trăit și trăiesc ! Nu am avut, nu am și nu voi avea nimic mai de preț decît servirea dorințelor sale de bunăstare, de fericire, de libertate și independență ! Voi face totul pentru a asigura, sub conducerea partidului nostru, mersul ferm înainte al națiunii noastre, spre culmile luminoase ale societății socialiste multilateral dezvoltate, ale societății comuniste. Numai așa voi considera că mi-am îndeplinit îndatorirea de comunist, de revoluționar, de patriot, de fiu al poporului român !"

NICOLAE CEAUȘESCU



Vizita de lucru a tovarășului Nicolae Ceaușescu și a tovarășei Elena Ceaușescu la întreprinderea de rulmenți din Brașov

Vizita de lucru a tovarășului Nicolae Ceaușescu și a tovarășei Elena Ceaușescu la Intreprinderea de autocamioane din Brașov

CINCI DECENII DE LUPTĂ ȘI DE MUNCĂ ÎN SLUJBA POPORULUI, A PATRIEI, A CAUZEI SOCIALISMULUI ȘI COMUNISMULUI

Luna ianuarie a acestui an a fost marcată de un eveniment cu dimensiuni de autentică sărbătoare națională : împlinirea a 50 de ani de activitate revoluționară și aniversarea zilei de naștere a tovarășului Nicolae Ceaușescu, secretar general al Partidului Comunist Român, președintele Republicii Socialiste România.

Mesajul adresat, tovarășului Nicolae Ceaușescu, cu acest prilej, de Comitetul Central al Partidului Comunist Român, Consiliul de Stat și Guvernul Republicii Socialiste România, mesajele de felicitare din partea organizațiilor de partid, a organizațiilor de masă și obștești, a oamenilor muncii de pe întreg cuprinsul țării au dat expresia sentimentelor de profundă recunoștință, adîncă stimă și înaltă prețuire pe care poporul român le nutrește față de acest incomparabil bărbat, care și-a închinat întreaga sa existență, toată puterea de muncă și forța geniului său creator celor mai scumpe aspirații și idealuri sociale și naționale, edificării României moderne.

Tovarășului Nicolae Ceaușescu i-a fost conferită Medalia omagială instituită special în cinstea acestui eveniment.

Angajați plenar în înfăptuirea sarcinilor și obiectivelor stabilite de Congresul al XII-lea și Conferința Națională, alături de întreaga națiune socialistă, constructorii de mașini adresează conducătorului iubit omagiul lor fierbinte, împreună cu cele mai bune urări de viață lungă și fericire, pentru îndeplinirea istoricei sale misiuni.

LA MULȚI ANI !

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, 2—3, februarie—martie, 1983

CUPRINS

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

1. Economia de combustibil și protecția mediului

DINU, N., SOARE, V., SOLOMON, G. :	**Implicațiile utilizării combustibililor cu fracțiuni grele la motoarele cu aprindere prin comprimare.**	53
APOSTOLESCU N., GRÜNWALD, B., BELEI, A., NEGURESCU, N., PANĂ, C., POPA M. G., NEDELCU, D., GHEORGHIU, V., VLĂDĂREANU, V., NEACȘU, S. :	**Cercetări privind adaptarea la funcționarea cu amestecuri metanol — motorină a unui motor diesel rapid.**	56
SAVIUC, S. :	**Cercetări experimentale privind corelația dintre durata deschiderii simultane a supapelor și economicitatea motorului cu aprindere prin scînteie, funcționînd la sarcini parțiale și turații reduse.**	63
STOICA, N., ALBOTEANU, R., DINU, N., TEODORESCU, L., DINCĂ, M., BĂLOIU, S. :	**Cercetări vizînd îmbunătățirea geometriei unei camere turbionare.**	68
BĂLOIU, S., GRÜNWALD, B., DINU, N., LUȚA, L., TOTHEZAX, P. :	**Preocupări privind corelația dintre motorul cu aprindere prin compresie, de putere medie, supraalimentat, și combustibilul diesel-marin.**	71
LUȚA, L., ALBEANU, Șt. :	**Aspecte ale poluării specifice motorului diesel, înalt supraalimentat.**	76

2. Aspecte constructive

CRASOVSCHI, A., DINU-VERDEȚI, DOINA, DINU, N. :	**Materiale dilatante pentru termostatele motoarelor.**	78
LUȚA, L., STOENESCU, FL., ALBEANU, Șt. :	**Aspecte referitoare la execuția profilului camei.**	82
DINCĂ, M., IOANID, C. :	**Pompă de injecție pentru motoare diesel rapide.**	87

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : dr. ing. Nicolae Stoica și ing. Sergiu Băloiu

MANEA, A., JIANU, C., OCHINCIUC, N., GHIONEA, I., MOISESCU, V. : **Analiza influenței (geometriei acului pulverizatorului asupra desfășurării injecției și arderii la motorul cu antecameră, ∅ 165.** 90

TURCOIU, T., BONCOI, J. : **Influența abaterilor de formă ale elementului de refulare asupra neuniformității debitării combustibilului.** 94

3. Metode și mijloace de cercetare

JIANU, C., MOISESCU, V. **Asupra unei instalații și a unei metode pentru analiza caracteristicilor jetului de combustibil injectat, în condiții de presiune similare celor din motor.** 98

STOICESCU, A. P., ANDREESCU, CR., OPREAN, M. : **Aplicarea metodei multifactoriale pentru determinarea experimentală a consumului de combustibil la motoarele de autovehicule.** 107

OPREAN, M., ANDREESCU, CR., STOICESCU, A. P. : **Influențe asupra performanțelor energetice și economice ale motorului ce echipează autobuzele românești, la dotarea sa cu diferite pompe de injecție.** 110

* * *

Sumar anual pe probleme 115

Indice alfabetic pe autori 124

* * *

4. Oameni de știință și pacea

IANCU, ȘT. : **Știință-progres, dezarmare-pace** 127

SUMARE

CZ : 621.431

Dinu, N., Soare, V., Solomon, G.: **Implicaţiile utilizării combustibililor cu fracţiuni grele la motoarele cu aprindere prin comprimare**

În scopul utilizării cît mai raţionale a petrolului, s-a propus utilizarea unui combustibil diesel, cu conţinut crescut de fracţiuni grele. În colaborare cu I.C.P.I.T.M.A. şi C.C.S.I.T.T. Braşov, s-a urmărit stabilirea implicaţiilor utilizării unui astfel de combustibil, atît asupra performanţelor motoarelor, prin probe pe stand motor, cît şi asupra fiabilităţii acestora, atît pe stand cît şi în condiţii normale de exploatare, pe tractoare şi combine, în unităţi agricole.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 2 tab.

CZ : 621.436

Apostolescu, N., ş. a.: **Cercetări privind adaptarea unui motor diesel rapid la funcţionarea cu amestecuri metanol-motorină**

În lucrare se prezintă cercetările întreprinse asupra unui motor diesel (de autocamion), alimentat cu emulsie metanol-motorină. Cercetările arată posibilitatea înlocuirii motorinei prin metanol în proporţii pînă la 30...40%, cu creşterea corespunzătoare a dozei de combustibil injectat pe ciclu, menţinîndu-se neschimbate puterea motorului şi nivelul fumului la evacuare. Au fost efectuate, de asemenea, cercetări asupra stabilităţii emulsiei metonal-motorină.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 8 fig., 1 tab., 6 ref. bibl.

CZ : 621.431

Saviuc, S.: **Cercetări experimentale privind corelaţia dintre durata deschiderii simultane a supapelor şi economicitatea motorului cu aprindere prin scînteie, funcţionînd la sarcini parţiale şi turaţii reduse**

Autorul prezintă rezultatele cercetărilor proprii, care i-au permis stabilirea corelaţiei dintre deschiderea simultană a supapelor şi economitatea motorului cu aprindere prin scînteie. Se conchide că modificarea perioadei de deschidere simultană a supapelor în regimuri de sarcini parţiale şi turaţii reduse este în măsură să ofere un avantaj interesant în exploatare, sub aspectul reducerii consumului specific de combustibil, ca şi al reducerii concentraţiei de substanţe nocive din gazele de evacuare. Efectele obţinute sînt determinate, în primul rînd, de creşterea eficienţei procesului de ardere, prin reducerea masei de gaze arse recirculate în cilindrul motorului.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 4 fig., 1 tab., 11 ref. bibl.

CZ : 621.431

Stoica, N., Alboteanu, R., Dinu, N., Teodorescu, L., Dincă, M., Băloiu, S.: **Cercetări vizînd îmbunătăţirea geometriei unei camere de turbionare**

Se prezintă rezultatele unor cercetări teoretice şi experimentale asupra unui tip de cameră de turbionare, la care au fost variaţi anumiţi parametri geometrici. Se găseşte un raport al acestor parametri, pentru care performanţele motorului sînt maxime.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 4 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621.431

Băloiu, S., Grünwald, B., Dinu, N., Luţa, L., Tothezan, P.: **Preocupări privind corelaţia dintre motorul cu aprindere prin compresie, de putere medie, supraalimentat, şi combustibil diesel-marin**

În lucrare sînt prezentate aspecte privind cercetarea comparativă efectuată pe motoare monocilindrice, în vederea ameliorării funcţionării cu combustibil diesel-marin, în condiţiile echipării diferenţiate cu o cameră unitară cu distribuţia combustibilului în volum, cu o cameră de ardere împărţită avînd caracter intermitent şi cu o cameră de ardere împărţită avînd caracter intermitent şi cu o cameră de ardere împărţită avînd compartiment separat de preardere (antecameră). Parametrii care fac obiectul interpretării fenomenologice sînt atît cei efectivi, cît şi cei indicaţi, cu variaţie rapidă, beneficiind de prelucrarea diagramei indicate pe calculator.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 6 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 621.436

Luţa, L., Albeanu, Şt.: **Aspecte ale poluării specifice motorului diesel înalt supraalimentat**

Lucrarea prezintă rezultatele cercetărilor efectuate, în vederea îmbunătăţirii funcţionării unui motor diesel, înalt supraalimentat, la mersul în gol. Cercetările efectuate au condus la elaborarea unui complex de măsuri, care au asigurat funcţionarea corectă şi stabilă a motorului în gol, ca şi reducerea emisiilor poluante, specifice acestui regim de funcţionare.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 8 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.431

Crasovschi, A., Dinu-Verdeţi, Doina, Dinu, N.: **Materiale dilatante pentru termostatele motoarelor**

Lucrarea prezintă rezultatele cercetărilor destinate obţinerii de materiale dilatante pentru termostatele noilor motoare fabricate în ţară. Sînt date condiţiile pe care trebuie să le satisfacă un material dilantat şi modul practic în care se obţine. Sînt prezentate rezultatele încercărilor materialului dilatant, obţinut din fracţiuni de cerezină şi pulbere de aluminiu, aflate în fabricaţie în ţară.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 3 fig., 4 tab.

CZ : 621.923:621-233
621.835

Luţa, L., Stoenescu, Fl., Albeanu, Şt.: **Aspecte referitoare la execuţia profilului camelor**

În cadrul lucrării este analizat procesul tehnologic de execuţie a profilului camei, analiză ce evidenţiază necesitatea realizării directe, în baza unui proiect corespunzător, a şablonului de copiere al maşinii de rectificat came. În acest scop, este prezentată o metodă de calcul al profilului şablonului, metodă ce permite determinarea acestuia cu o eroare teoretic nulă. Întrucît efectuarea calculului nu este, practic, posibilă decît prin utilizarea maşinilor electronice de calcul, algoritmul este prezentat într-o formă adaptată metodelor numerice de calcul.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 2—3, 6 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 621.436

Dincă, M., Ioanid, C.: **Pompă de injecţie pentru motoare diesel rapide**

Dezvoltarea motoarelor diesel pentru autoturisme, atît pentru calităţile economice, cît şi pentru performanţele la care au ajuns, a necesitat echipamente de injecţie de parametri indicaţi. Lucrarea prezintă o serie de dispozitive şi modificări asupra pompei din fabricaţia de serie, privind funcţionarea regulatorului de turaţie, pornirea motorului, corelarea avansului la injecţii cu sarcina.

Construcţia de maşini, 35 (1982), nr. 2—3, 4 fig., 2 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 621.431

Dinu, N., Soare, V., Solomon, Gr.: **Implications of the Use of Heavy Fractions Fuels with Compression Ignition Motors**

In view of a most economical use of oil, a diesel fuel with increased hearvy fractions content has been put forward.

The collaboration with ICPITMA and CCSITT Brașov aimed at stablishing teh implications of the use of such a fuel upon the engine performances, by means of both stand tests and under normal operating conditions on tractors and combines in farms.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 2 tables

DC : 621:436

Apostolescu, N. a. o.: **Research into the Use of Methanol-Gas Ooil Mixtures with Adapted Diesel Engines**

The paper presents the research carried out on a truck diesel engine fuelled with methanol-gasoil emulsion. Researches have pointed out to the possibility of replacing gasoil with methanol to an extent of 30...40 p.c., with a corresponding increase of the whole injected fuel mass, while keeping constant the rated power and the visible smoke level. Researches on the stability of the methanol gasoil emulsion have also been carried out.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 8 fig., 1 table, 6 bibl. papers

---

DC : 621.431

Saviuc, S.: **Experimental Research Regarding the Correlation Between the Duration of the Valve Simultaneous Opening and the Economy of the Spark Ignition Engine Operating at Partial Loads and Low Speeds**

The author presents the results of his own research which have enabled him to establish a correlation between the valves simultaneous opening and the economical operation of spark ignition engine. He draws the conclusion that a change in the simultaneous valve opening period at partial loads and low speeds can offer an interesting advantage in service refering both to specific fuel consumption cuts and to a reduced concentration of noxious substances in the exhaust gases. The effects obtained are mainly determined by an increased efficiency of the combustion process due to a lower amount of exhaust gases recirculated within the engine cylinder.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 4 fig., 1 table, 11 bibl. papers

---

DC : 62[illegible].431

Stoica, N., Alboteanu, R., Dinu, N., Teodorescu, L., Dincă, M., Băloiu, S.: **Research Directed Towards Improving the Geometry of a Swirl Chamber**

The results are presented of theoretical and experimental researches carried out with a swirl chamber type, certain geometrical parameters of which have been changed. A ratio of these parameters is folund for which the engine performances are maximal.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 4 fig., 3 bibl. papers

---

DC : 621.431

Băloiu, S., Grünwald, B., Dinu, N., Luța, L., Tothezan, P.: **Studies Concerning the Correlation Between the Supercharged Compression Ignition Engine of Medium Power and the Marine Diesel Fuel**

The paper presents certain aspects concerning a comparative study carried out with single-cylinder engines in view of improving theire operation with marime diesel fuel under the conditions of their differentiate equipping with a unitary chamber showing volume fuel distribution, with a divided combustion chamber of intermittent character and with a divided combustion chamber provided with separate pre-combustion compartment.

The parameters subject to a phenomenological interpretation are both the acual and the adequate ones with rapid variation which benefit by the computer pocessing of the indicated diagram.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 6 fig., 1 table, 4 bibl. papers

---

DC : 621.436

Luța, L., Albeaun, Șt.: **Aspects Concerning the Pollution Specific to High Supercharged Diesel Engines**

The paper presents the results of researches directed towards improving the idle run of a high supercharged diesel engine. Researches have led to the working out of a complex set of measures securing a correct and stable operation of the engine idle run, as well as the reduction of the polluting emissions specific to this duty.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 8 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.431

Crasovschi, A., Dinu-Verdeți, Doina, Dinu, N.: **Expansible Materials for Engine Thermostats**

The paper presents the results of researches directed towards obtaining expansible materials for the thermostats of the new motors in the domestic production. The conditions to be met by an expansible material are given, as well as the practical manner to obtain it. The results are presented of the tests carried out with an expansible material obtained from ceresine fractions, and aluminium powder already turned out in the domestic production.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 3 fig., 4 tables

DC : 621.923:621.233
621.835

Luța, L., Stoenescu, Fl., Albeanu, Șt.: **Aspects Concerning the Cam Profile Execution**

The paper analyses the technological process underlying the cam profile execution. The analysis points out the necessity of directly achieving the template follower of the cam grinding machine according to a corresponding design. A computing method of the template profile is therefore presented, enabling its establishing without errors. The algorithm is presented in a form complying with the numerical computing methods as the computation is only possible by using electronic computing machines.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 6 fig., 4 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 621.431

Dinu, N., Soare, V., Solomon, G. : **Les implications de l'utilisation des combustibles à fractions lourdes aux moteurs à allumage par compression**

En vue d'une utilisation du pétrole aussi rationnelle que possible, on a proposé l'emploi du combustible diesel à taux accru de fractions lourdes. En collaborant avec les spécialistes de l'ICPITMA et de CCSITT de Braşov, on a étudié les implications de l'emploi d'un combustible de ce genre sur les performances des moteurs ; à cet effet, on a effectué des essais au stand moteur afin d'établir la fiabilité de ces combustibles aussi bien sur le stand que dans des conditions d'exploitation normales des tracteurs et des matériels agricoles dans les unités agricoles.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 2 tabl.

CD : 621.436

Apostolescu, N. et collaborateurs : **Recherches concernant l'adaptation d'un moteur diesel rapide au fonctionnement à un mélange de méthanol-gas oil**

Cet ouvrage présente les recherches entreprises avec un moteur diesel (de camion) alimenté avec une émulsion de méthanol-gas oil. Ces recherches montrent la possibilité de remplacer le gas oil par le méthanol en une proportion de 30 à 40%, parallelement à une croissance correspondante de la dose de combustible injectée par cycle, tout en maintenant la même puissance du moteur et le niveau des gas évacués. On a également étudié la stabilité de l'émulsion méthanol-gas oil.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 8 fig., 1 tabl., 6 réf.

CD : 621.431

Saviuc, S. : **Recherches expérimentales concernant la corrélation entre la durée de l'ouverture simultanée des soupapes et l'économicité du moteur à allumage par étincelle, fonctionnant en charges partielles et vitesses de rotation réduites**

L'auteur présente les résultats de ses recherches qui lui ont permis d'établir la corrélation existant entre l'ouverture sumultanée des soupapes et l'économicité du moteur à allumage par étincelle. Il en tire les conclusions suivantes ; la modification de la période d'ouverture simultanée des soupapes en régimes de charges partielles et vitesses de rotation réduites est en mesure d'offrir un intéressant avantage dans l'exploitation, du point de vue de la réduction de la consommation spécifique de combustible et de la diminution de la concentration en substances nuisibles dans les gaz d'échappement. Les effets obtenus sont déterminés, en premier lieu, par la croissance de l'efficience du processus de combustion et par la masse de gaz brûles recirculés dans le cylindre du moteur.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 4 fig., 1 tabl., 11 réf.

CD : 621.431

Stoica, N., Alboteanu, R., Dinu, N., Teodorescu, L., Dincă, M., Băloiu, S. : **Recherches concernant l'amélioration de la géométrie d'une chambre de tourbillonnement**

Or présente les résultats des recherches théoriques et expérimentales au sujet d'un type de chambre de tourbillonnement dont on a varié certains paramètres géométriques. On a identifié le rapport optimal de ces paramètres permettant au moteur de réaliser des performances maximales.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 4 fig., 3 réf.

CD : 621.431

Băloiu, S., Grünwald, B., Dinu, N., Luţa, L., Tothezan, P. : **Préccupations concernant la corrélation existent entre le moteur à allumage par compression, de puissance moyenne, suralimenté et le combustible diesel-marin**

L'ouvrage présente des aspects concernant l'étude comparative effectuée avec des moteurs mono-cylindriques, en vue d'en améliorer le functionnement avec le combustible diesel-marin, dans les conditions de leur équipement différencié avec une chambre unitaire avec distribution du combustible en volume, avec une chambre de combustion partagée, ayant un caractère intermittent et avec une chambre de combustion partagée ayant un compartiment de pré-combustion (antichambre) séparé.

Les paramètres constituant l'objet de l'interprétation des phénomènes sont les paramètres effectifs et ceux indiqués, à caractère rapide, bénéficiant du traitement sur calculatrice du diagramme indiqué.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 6 fig., 1 tabl., 4 réf.

CD : 621.436

Luţa, L., Albeanu, Şt. : **Aspects de la pollution spécifique du moteur diesel hautement suralimenté**

L'ouvrage présente les résultats des recherches effectuées en vue d'améliorer le fonctionnement d'un moteur diesel hautement suralimenté. durant sa marche à vide. Les recherches effectuées ont conduit à l'élaboration d'un complexe de mesures capables d'assurer le fonctionnement correct et stable du moteur durant sa marche à vide, ainsi que la réduction des gaz polluants spécifiques à ce régime de fonctionnement.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 8 fig., 2 réf.

CD : 621.431

Crasovschi, A., Dinu-Verdeţi, Doina, Dinu, N. : **Matériaux dilatants pour les thermostats des moteurs**

L'ouvrage présente les résultats des recherches destinées à permettre l'obtention de matériaux dilatants pour les thermostats des nouveaux moteurs fabriqués dans le pays. On indique les conditions que doivent remplir les matériaux dilatants et le mode pratique de leur obtention. On présente les résultats des essais effectués avec un matériau dilatant, obtenu à partir de fractions de cérésine et de poudre d'aluminium (produits dans le pays).

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 3 fig., 4 tabl.

CD : 621.923:621-233
621.835

Luţa, L., Stoenescu, Fl., Albeanu, Şt. : **Aspects relatifs à l'exécution du profil des cames**

On analyse, dans cet ouvrage, le processus technologique d'exécution du profil de la came ; cette analyse met en relief le besoin de la réalisation directe du gabarit à copier pour la rectifieuse de cames, ce gabarit étant exécuté d'aprés un projet correspondant. A cet effet, on présente une méthode de calcul, permettant de déterminer avec une erreur théoriquement nulle, le profil du gabarit. La réalisation du calcul n'étant pratiquement possible qu'en utilisant les calculatrices électroniques, l'algorythme este pr senté sous une forme adaptée aux méthodes de calcul numériques.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 6 fig., 4 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.431

Dinu, N., Soare, V., Solomon, G.: **Folgen der Verwendung von Treibstoffen mit schweren Bruchteilen für Dieselmotoren**

Zur möglichst umsichtiger Nutzung des Erdöls wurde die Verwendung eines Diesel-Kraftstoffes mit einem höheren Gehalt an schweren Bruchteilen vorgeschlagen. Im Zusammenwirken mit ICPITMA und CCSITT — Braşov wurde die Ermittlung der Folgn angestrebt, die mit der Verwendung eines solchen Kraftstoffes verbunden sind, die sowohl die Leistungen der Motoren, beim Lauf auf dem Prüfstand, als auch ihre Zuverlässigkeit, sowohl auf dem Prüfstand, las auch unter normalen Betriebsbedingungen, beim Antrieb von Traktoren und Mähdreschern in landwirtschaftlichen Einheiten, beeinflussen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 2 Tab.

DK : 621.436

Apostolescu, N. u. a.: **Untersuchungen hinsichtlich der Anpassung eines schnellaufenden Dieselmotors an den Betrieb mit Methanol/Öl-Gemischen**

Im Beitrag werden die Untersuchungen beschrieben die einen mit einer Methanol/Öl-Emulsion betriebenen Laswagen-Dieselmotor zum Gegenstand hatten. Die Untersuchungen ergaben die Möglichkeit, das Dieselöl bis zu 30...40% durch Methanol zu ersetzen, bei entsprechender Vergrößerung der eingespritzten Menge je Arbeitszyklus, wobei Motorleistung und Rauchzahl unverändert bleiben. Gleichzeitig wurde die Stabilität der Methanol-Öl-Emulsion untersucht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 8 Fig., 1 Tab., 6 Lit.

DK : 621.431

Saviuc, S.: **Experimentelle Untersuchungen hinsichtlich der Korrelation zwischen der Dauer der simultanen Öffnung der Ventile und der Wirtschaftlichkeit des Funkenzündungsmotors bei partiellen Belastungen und reduzierten Drehzahlen**

Der Autor veröffentlicht die Ergebnisse seiner eigenen Untersuchungen, die ihm ermöglichten, die Korrelation zwischen der simultanen Öffnung der Ventile und der Witschaftlichkeit des Motors mit Funkenzündung festzustellen. Diese Ergebnisse führen zur Schlußfolgerung, daß die Änderung der simultanen Öffnungsperiode der Ventile im partiellen Belastungsbetrieb und bei reduzierten Drehzahlen für den Betrieb, hinsichtlich der Herabsetzung des spezifischen Krahtstoffverbrauchs und der Verminderung der Giftstoffkonzentration in den Auspuffgasen, interessante Vorteile bieten. Die erzielten Ergebnisse werden vor allem durch die Effizienzsteigerung des Verbrennungsprozesses und durch die Minderung die im Zylinder des Motors rücklaufenden verbrannten Gasmasse bestimmt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 4 Fig., 1 Tab., 11 Lit.

DK : 621.431

Stoica, N., Alboteanu, R., Dinu, N., Teodorescu, L., Dincă, M., Băloiu, S.: **Untersuchungen zur Verbesserung der Geometrie einer Wirbelkammer**

Präsentiert werden die Ergebnisse theoretischer und experimenteller Untersuchungen, die sich auf einen Wirbelkammertyp beziehen, bei der einige geometrische Parameter abgeändert wurden. Dabei wurde ein Verhältnis zwischen diesen Parametern ermittelt, für das die Leistungen des Motors maximal sind.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 4 Fig., 8 Lit.

DK : 621.431

Băloiu, S., Grünwald, B., Dinu, N., Luţa, L., Tothezan, P.: **Über die Wechselbeziehung zwischen dem aufgeladenen Motor mit Kompressionszündung und Mittelleistung und dem Dieselöl für Schiffsmototren**

Im Beitrag werden Aspekte präsentiert hinsichtlich der vergleichenden Untersuchungen, die an Einzylindermotoren durchgeführt wurden, im Hinblick auf die Verbesserung des Betriebs mit Dieselöl für Schiffsmotoren, unter den Bedingungen einer unterschiedlichen Ausstattung derselben mit einer einheitlichen Verbrennungskammer mit Volumene Verteilung des Kraftstoffes mit einer geteilten Brennkammer mit aussetzender Verteilung und mit einer geteilten Brennkammer mit Vorbrennkammer. Die Parameter, die Gegenstand der Vorgangsinterpretation bilden, sind sowohl die effektiven Parameter als auch die sich rasch ändernden, angegebenen Parameter, wobei das angegebene Diagramm mit Hilfe eines Rechners verarbeitet wird.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 6 Fig., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 621.436

Luţa, L., Albeanu, Şt.: **Aspekte der spezifischen Umweltverschmutzung durch hochaufgeladene Dieselmotoren**

Im Beitrag werden die Ergebnisse der Untersuchungen präsentiert, die auf die Verbesserung des Betriebs eines hochaufgeladenen Dieselmotors im Leerlauf abzielen. Die durchgeführten Untersuchungen führten zur Ausarbeitung eines Maßnahmenkomplexes, der den einwandfreien und stabilen Betrieb des Motors im Leerlauf sowie die Verringerung der für diese Betriebsart spezifischen umweltverschmutzenden Auspuffgase gewährleistet.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 8 Fig., 2 Lit.

DK : 621.431

Crasovschi, A., Dinu-Verdeţi, Doina, Dinu, N.: **Dehnstoffe für Motorenthermostate**

Im Beitrag werden die Ergebnisse der Untersuchungen präsentiert, die auf die Herstellung der für die Thermostate der neuen in Rumänien gebauten Motoren erforderlichen Dehnstoffe abzielten. Es werden die Bedingungen veröffentlicht, die ein solcher Dehnstoff zu erfüllen hat und unter denen er praktisch hergestellt wird. Präsentiert werden auch die Ergebnisse der Prüfungen denen dieser Dehnstoff, der aus Zeresinfraktionen und Aluminiumpulver aus der einheimischen Produktion hergestellt wird, unterzogen wurde.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 3 Fig., 4 Tab.

DK : 621.923:621-233
621.835

Luţa, L., Stoenescu, Fl., Albeanu, Şt.: **Einige Aspekte, die mit der Ausführung des Nockenprofils verbunden sind**

Im Beitrag wird der technologische Prozeß zur Ausföhrung des Nockenprofils analysiert, eine Analyse, die die Notwendigkeit der direkten Ausführung, aufgrund eines entsprechenden Entwurfs, der Kopierschablone für die Nockenschleifmaschine hervorstreicht. Zu diesem Zweck wird eine Methode zur Berechnung des Schablonenprofils veröffentlicht, die die Ermittlung des Profils mit einer Abweichung, die theoretisch gleich Null ist, ermöglicht. Da die Durchührung der Berechnung praktisch nur unter Anwendung elektronischer Rechenmaschinen möglich ist, wird der Algorithmus in einer Form präsentiert, die den numerischen Berechnungsmethoden angepaßt ist.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 6 Fig., 4 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.431

Дину, Н., Соаре, В., Соломон, Г.: **Следствия использования высококипящих топлив в двигателях с воспламенением от сжатия**

С целью более рационального использования нефти было предложено употребление дизельного топлива, содержащего повышенный процент тяжелых фракций. Сотрудничеством с I.C.P.T.M.A. и C.C. I.T — Брашов-следили определение следствий использования этого топлива как на достижения двигателей, испытаниями на моторном стенде, так и на долговечность, испытаниями на стенде в нормальных эксплуатационных условиях на тракторах и комбайнах на сельскохозяйственных предприятиях.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 2 табл.

ДК : 621.436

Апостолеску, Н. и Др.: **Исследования о возможности перевода быстроходного дизельдвигателя на питание смесью метанола с дизтопливом**

В работе представлены исследования о грузовом дизельном двигателе, питающем эмульсией метанол-дизтоплива. Исследования выявляют возможность замена дизтоплива метанолом в пропорции до 30—40%, с соответствующим ростом дозы топлива впрыскиваемого на цикл, с неизменением мощности двигателя на уровне эвакуированного дыма. Провели также исследования о стабильности эмульсии метанол-дизтоплива.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 8 рис., 1 табл., 6 лит.

ДК : 621.431

Савюк, С.: **Опытные исследования о корреляции между продолжительностью одновременного открытия клапанов и экономичностью двигателя искрового зажигания при частичных нагрузках и малых оборотах**

Автором представлены результаты собственных исследований, позволяющих определить корреляцию между одновременного открытия клапанов и экономичностью двигателя искрового зажигания. Сделается вывод, что изменение периода одновременного открытия клапанов при частичных нагрузках и малых оборотах приводит к снижению удельного расхода топлива и концентрации вредных веществ выхлопных газов. Результаты были получены, в первую очередь, от роста эффективности процесса сгорания, путём снижения массы отходящих циркуляционных газов и цилиндре двигателя.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 4 рис., 1 табл., 11 лит.

ДК : 621.431

Стойка, Н., Албожеану, Р., Дину, Н., Теодореску, Л., Динкэ, М., Бэлою, С.: **Исследования об усовершенствовании геометрии вихревой камеры**

Предъявляются результаты теоретических и опытных испытаний по виду определенной вихревой камеры, в которой изменяются определенные геометрические параметры. Считается отношение параметров, для которых качественные показатели двигателя являются максимальными.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 4 рис., 3 лит.

ДК : 621.431

Бэлою, С., Грюнвальд, Б., Дину, Н., Луца, Л., Тотхезан, П.: **Работы о корреляции между дизельным двигателем средней мощности с наддувом и дизельным морским топливом**

Работа представляет виды сравнительных испытаний, осуществленных на одноцилиндровых двигателях с целью улучшения работы на дизельном судовом топливе в условиях дифференцированного оснащения: с единой камерой с объёмной подачей топлива; с разделенной камерой сгорания с отдельным отсеком преждевременного сгорания. Основные технические данные являются предметом феноменологической интерпретации так эффективные как указанные, с высокоскоростным изменением, обладая обработкой диаграммы указанной электронной вычисленной машиной.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 6 рис., 1 табл., 4 лит.

ДК : 621.436

Луца, Л., Албеану, Шт.: **Характерные дизелям с высоким наддувом виды загрязнения**

Предметом работы являются результаты испытаний, проведенных с целью совершенствования работы дизеля с высоким наддувом на холостом ходу. Проведенные испытания вели к разработке комплекса мероприятий, которые обеспечили правильную и устойчивую работу двигателя на холостом ходу, а также и уменьшение токсических выбросов, специфических этому виду работы.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 8 рис., 2 лит.

ДК : 621.431

Красовски, А., Дину — Вердеци, Дойна, Дину, Н.: **Расширяющие материалы для термостатов двигателей**

В работе изложены результаты исследований, направленные на получение расширяющих материалов для термостатов новых двигателей, производимых в стране. Даны условия, требуемые расширяющими материалами и способ их получения. Приведены результаты испытаний расширяющего материала, полученного на основе определенных фракций церезина и алюминиевого порошка находящихся в отечественном производстве.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 2 рис., 4 табл.

ДК : 621.923 : 621.233 : 621.835

Луца, Л., Стоенеску, Ф., Албеану, Шт.: **Аспекты изготовления кулачкового профиля**

В рамках работы анализируется технологический процесс изготовления профиля кулачка, — анализ, который выявляет необходимость прямого исполнения, на основании соответственного проекта, шаблона для копирования кулачкошлифовального станка. С этой целью представляется метод вычисления профиля шаблона, метод который позволяет его определение с ошибкой теоретически нулевой, так как выполнение вычислений практически невозможно без использования электронических вычисленных машин, алгорифм представленный в виде, принятом для цифровых методов вычисления.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 6 рис., 4 лит.

ДК : 621.436

Динкэ, М., Иоанид, К.: **Впрыскивающий насос для быстроходных дизельдвигателей**

Строительство дизельдвигателей для легковых автомобилей, как за качественные показатели, так и для экономических свойств, потребовало впрыскивающего оборудования указанных параметров. Работа представляет ряд устройств и изменений насоса серийного производства, о работе регулятора вращения, пуске двигателя, корреляции подачи впрыска с нагрузкой.

Construcția de mașini, 35 (1983),
н. 2—3, 4 рис., 2лит.

CZ : 621.431

Manea, A., Jianu, C., Ochinciuc, N., Moisescu, V., Ghionea, I.: **Analiza influenței geometriei acului pulverizatorului asupra desfășurării injecției și arderii la motorul cu antecameră ∅ 165**

Cercetarea experimentală a proceselor de injecție și ardere în motorul ∅ 165 cu antecameră sugerează posibilitatea îmbunătățirii parametrilor funcționali, prin acordarea procesului de injecție și a caracteristicilor jetului de combustibil cu particularitățile constructive ale antecamerei. Pentru îndeplinirea acestei condiții, s-a încercat modificarea geometriei acului pulverizatorului. Alături de pulverizatoarele standard 130 și 131, lucrarea propune un pulverizator de concepție originală, derivat din tipul 131. Analiza desfășurării procesului de injecție urmează o cale teoretico-experimentală. S-au efectuat, de asemenea, cercetări experimentale privind macrogeometria jetului. Verificarea comportării pulverizatorului nou pe monocilindru evidențiază avantaje funcționale, în comparație cu pulverizatorul de serie.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 2—3, 8 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 621.436

Turcoiu, T., Boncoi, J.: **Influența abaterilor de formă ale elementului de refulare asupra neuniformității debitării combustibilului**

Lucrarea analizează influența abaterilor de la forma circulară (rotunjime) și de la forma cilindrică (conicitate) a elementelor cuplului de refulare al pompelor de injecție de mărime A, asupra neuniformității debitării combustibilului.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 2—3, 11 fig., 2 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 621.436

Jianu, C., Moisescu, V.: **Asupra unei instalații și a unei metode pentru analiza caracteristicilor jetului de combustibil, injectat în condiții de presiune similare celor din motor**

Pentru a scurta perioada de cercetare și acordare pe motor a unui sistem de injecție, se apelează la cercetări pe un stand de încercări la rece. Caracteristicile jetului de combustibil injectat în atmosferă sînt, însă, mult diferite de cele ale jetului injectat în motor. În acest context, lucrarea prezintă o instalație experimentală, de concepție originală, pentru încercări de pulverizare a combustibilului în aer staționad, sub presiune, în cazul injecției indirecte.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 2—3, 13 fig., 6 ref. bibl.

CZ : 621.431.73

Stoicescu, A., Andreescu, Cr., Oprean, M.: **Aplicarea metodei multifactoriale pentru determinarea experimentală a consumului de combustibil la motoarele de autovehicule**

În lucrare se prezintă rezultatele experimentale obținute prin aplicarea metodei multifactoriale la determinarea consumului de combustibil al unui motor cu aprindere prin comprimare, echipat succesiv cu două tipuri de pompe de injecție. Metoda are avantaje evidente, dar în studii de precizie ridicată nu întotdeauna dă rezultate pe deplin satisfăcătoare.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 2—3, 1 fig., 2 tab., 8 ref. bibl.

CZ : 621.436

Oprean, M., Andreescu, Cr., Stoicescu, A.: **Influențe asupra performanțelor energetice și economice ale motorului ce echipează autobuzele românești la dotarea sa cu diferite pompe de injecție**

În lucrarea de față se analizează posibilitățile de reducere a consumului de combustibil al motorului ce echipează autobuzul articulat ROMAN 117 UD, prin măsuri constructive pentru pompa de injecție MEFIN. În urma analizei rezultatelor experimentale înregistrate pe standul de probe, care coincid în bună măsură cu cele provenite din încercările de cale ale autobuzului, se apreciază că prin adaptarea profilului camei de acționare la condițiile de funcționare pe acest motor, pompa românească poate asigura funcționarea motorului, cu un consum de combustibil mai redus decît în situația actuală.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 2—3, 5 fig., 4 ref. bibl.

DC : 621.436

Dincă, M., Ioanid, C.: **Injection Pumps for Rapid Diesel Engines**

The development of diesel engines for motor cars, as regards both their economic qualities and performances reached, has required injection equipment of high parameters. The paper presents a a series of devices and changes of the serially produced pumps, concerning the operation of the speed governor, engine starting, the correlation of injection advance and load.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 4 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.431

Manea, A., Jianu, C., Ochinciuc, N., Moisescu, V., Ghionea, I.: **Analysis of the Influence of Atomizer Needle Geometry upon the Injection and Combustion of ∅ 165 Pre-Chamber Engines**

The experimental research of the injection and combustion processes within the ∅ 165 prechamber engines point out to the possibility of improving their functional parameters by adjusting the injection process and fuel jet characteristic to the pre-chamber structural characteristics. In order to meet this condition, the changing of the atomizer needle geometry has been attempted. Besides the 130 and 131 standard atomizers, the paper suggests an atomizer of original design derived from the 131 type. The unfolding of the injection process is theoretically and experimentally analysed. Experimental researches have also been carried out concerning the macrogeometry of the jet. An analysis of the new atomizer behaviour in case of single cylinders shows its functional advantages as compared to the mass-produced atomizers.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 8 fig., 1 table, 4 bibl. papers

---

DC : 621.436

Turcoiu, T., Boncoi, J.: **The Influence of Form Deviations of the Discharge Element upon the Fuel Mass Unevenness**

The paper analyses the influence of the deviations from the circular form (roundness) and from the cylindrical form (conicity) of the discharge torque elements of size A injection pumps upon the fuel mass unevennes.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 2—3, 11 fig., 2 tables, 3 bibl. papers

DC : 621.436

Jianu, C., Moisescu, V.: **Considerations upon an Installation and Method of Analysing the Characteristics of the Fuel Jet Injected under Pressure Conditions Similar to those within the Engine**

In order to shorten the research period for adjusting an injection system to the engine, a test rig without combustion was resorted to. However, the characteristics of the fuel jet injected in the atmosphere greatly differ from those of the jet injected in the engine. Against this background, the paper presents an experimental installation of own design for pressure fuel spraying in stationary air in case of indirect injection.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 2—3, 13 fig., 6 bibl. papers

---

DC : 621.431.73

Stoicescu, A., Andreescu, Cr., Oprean, M.: **On Applying the Multi-Factor Method for Experimentally Establishing the Fuel Consumption of Motor Car Engines**

The paper presents the experimental results obtained by applying the multi-factor method for establishing the fuel consumption of a compression ignition engine when consecutively equipped with types of injection pumps. The method shows evident advantages, but is not always rewarding in high precision studies.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 2—3, 13 fig., 6 bibl. papers

---

DC : 621.436

Oprean, M., Andreescu, Cr., Stoicescu, A.: **Influence upon the Power and Economic Performances of the Engine Equipping the Romanian the Romanian Buses when Provided with Various Injection Pumps**

The paper analyses the possibility of reducing the fuel consumption of the engine equipping the ROMAN 117 UD articulated bus by resorting to structural changes of the MEFIN injection pump. An analysis of the experimental results obtained with the test rig, which are much similar to those resulted from the bus road tests, showed that the adjusting of the actuating cam to the relevant engine operating conditions can secure the engine running at a comparatively lower fuel consumption.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 2—3, 5 fig., 4 bibl. papers

---

CD : 621.436

Dincă, M., Ioanid, C.: **Pompe d'injection pour moteurs diesel rapides**

Les qualités économiques et les hautes performances des moteurs diesel, destinés aux voitures de tourisme, ont exigé des équipements d'injection à paramètres adéquats en vue de développer ces moteurs. L'ouvrage présente une série de dispositifs et de modifications de la pompe fabriquée en série, concernant le fonctionnement du régulateur de vitesse de rotation, le démarrage du moteur, la corrélation de l'avance de l'injection avec la charge.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 4 fig., 2 réf.

CD : 621.431

Manea, A., Jianu, C., Ochinciuc, N., Moisescu, V., Ghionea, I.: **Analyse de l'influence exercée par la géométrie de l'aiguille du pulvérisateur sur le déroulement de l'injection et de la combustion du moteur à antichambre ∅ 165**

L'étude expérimentale des processus d'injection et de combustion dans le moteur ∅ 165 à antichambre suggère la possibilité d'améliorer les paramètres fonctionnels en accordant le processus d'injection et les caractéristiques du jet de combustible avec les particularités constructives de l'antichambre. En vue de réaliser cette condition, on a modifié la géométrie de l'aiguille du pulvérisateur. Parallèlement aux pulvérisateurs standard 130 et 131, on propose dans cet ouvrage un pulvérisateur de conception originale, dérivé du type 131. L'analyse du déroulement du procesus d'injection suit une voie théorique-expérimentale. On a également effectué des recherches expérimentales concernant la macrogéométrie du jet. En vérifiant le comportement du nouveau pulvérisateur sur le mono-cylindre, on a mis en relief ses avantages fonctionnels par rapport au pulvérisateur de série.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 8 fig., 1 tabl., 4 réf.

CD : 621.436

Turcoiu, T., Boncoi, J.: **Influence exercée par les écarts de la forme de l'élément de refoulement sur la non-uniformité du débit de combustible**

L'ouvrage analyse l'influence exercée par les écarts de la forme circulaire (rondeur) et de la forme cylindrique (conicité) des éléments du couple de refoulement des pompes à injection de grandeur A sur la non-uniformité du débit de combustible.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 11 fig., 2 tabl., 3 réf.

CD : 621.436

Jianu, C., Moisescu, V.: **Au sujet d'une installation et d'une méthode d'analyse des caractéristiques du jet du combustible injecté dans des conditions de pression semblables à celles du moteur**

En vue d'abréger la période d'étude et d'adapter un système d'injection à un moteur, on fait appel à des études sur un stand d'essais à froid. Mais, les caractéristiques du jet de combustible injecté dans l'atmosphère diffèrent énormément de celles du jet injecté dans le moteur. Dans ce contexte, l'ouvrage présente une installation expérimentale, de conception originale, servant aux essais de pulvérisation du combustible dans l'air stationnaire, sous pression, dans le cas de l'injection indirecte.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 13 fig., 6 réf.

CD : 621.431.73

Stoicescu, A., Andreescu, Cr., Oprean, M.: **Application de la méthode multi-factorielle à la détermination expérimentale de la consommation de combustible des moteurs de véhicules automobiles**

L'ouvrage présente les résultats expérimentaux, obtenus en appliquant la méthode multi-factorielle à la détermination de la consommation de combustible d'un moteur à allumage par compression, équipé successivement de deux types de pompes d'injection. Cette méthode offre des avantages évidents, mais elle ne fournit pas toujours des résultats pleinement satisfaisants lorsqu'il s'agit d'études de haute précision.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 1 fig., 2 tabl., 8 réf.

CD : 621.436

Oprean, M., Andreescu, Cr., Stoicescu, A.: **Influence exercée, sur les performances énergétiques et économiques, par le moteur équipant les autobus roumains lorsqu'il est doté de différentes pompes d'injection**

On analyse, dans cet ouvrage, les possibilités de réduire la consommation de combustible du moteur équipant l'autobus articuli ROMAN 117 UD en faisant appel à des modifications constructives de la pompe d'injection MEFIN. En analysant les résultats expérimentaux — enregistrés sur le stand d'essais et qui coïncident sensiblement avec ceux des essais de l'autobus en exploitation — on apprécie, qu'en adaptant le profil de la came d'actionnement aux conditions de fonctionnement de ce moteur, la pompe roumaine peut assurer le fonctionnement du moteur avec une consommation de combustible diminuée par rapport à la situation actuelle.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 2—3, 5 fig., 4 réf.

DK : 621.436

Dincă, M., Ioanid, C.: **Einspritzpumpe für schnellaufende Dieselmotoren**

Die Entwicklung der Dieselmotoren für Personenkraftwagen erfordert Einspritzvorrrichtungen mit hohen Parametern sowohl für die wirtschaftlichen Eigenschaften als auch für die erreichten Leistungen. Im Beitrag werden einige Vorrichtungen einige Vorrichtungen sowie Änderungen der Pumpe aus der Serienfabrikation beschrieben, die sich auf die Funktion des Drehzahlreglers, den Anlaß des Motors und die Wechselbeziehung zwischen Voreinspritzung und Last beziehen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 4 Fig., 2 Lit.

DK : 621.431

Manea, A., Jianu, C., Ochinciuc, N., Moisescu, V., Ghionea, I.: **Die Analyse des von der Geometrie der Zerstäubernadel auf den Einspritz — und Verbrennungsvorgang beim Motor mit Vorbrennkammer ∅ 165 ausgeübten Einflusses**

Die experimentelle Untersuchung der Einspritz — und Verbrennungsvorgänge im Motor ∅ 165 mit Vorbrennkammer suggeriert die Möglichkeit, die Betriebsparameter durch die Abstimmung des Einspritzvorgangs und der Merkmale des Kraftstoffstrahls auf die bautechnischen Besonderheiten der Vorbrennkammer zu verbessern. Zu diesem Zweck wurde versucht die Geometrie der Zerstäubernadel abzuändern. Im Beitrag wird außer den Standardzerstäubern 130 und 131 auch ein selbstentwickelter Zerstäuber vorgeschlagen, der eine abgelitete Form des Type 131 ist. Die Analyse des Einspritzvorgangs erfolt theoretisch und experimentell. Es wurden auch Versuche hinsichtlich der Makrogeometrie des Strahles durchgeführt Die Untersuchungen hinsichtlich des Verhaltens dieses neuen Zerstäubertyps in einem Einzylindermotor zeigen die von ihm gebotenen Vorteile im Vergleich zu den serienmäßig gebauten Zerstäubern.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 8 Fig., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 621.436

Turcoiu, T., Boncoi, J.: **Der Einfluß der Formabweichungen des Verdrängungselements auf die Ungleichmäßigkeit des Treibstoffdurchflusses**

Im Beitrag wird der Einfluß der Abweichungen vor der Kreisform und der zylindrischen Form (Kegeligkeit) der Verdrängungselemente bei Reiheneinspritdpumpen auf die Ungleichmäßigkeit des Treibstoffdurchflusses analysiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 13 Fig., 6 Lit.

DK : 621.436

Jianu, C., Moisescu, V.: **Einrichtung und Methode zur Analyse der Merkmale des eingespritzten Kraftstoffstrahls unter Druckbedingungen, die denjenigen im Motor ähnlich sind**

Zur Kürzung der Forschungsdauer und der Zeit zur Anpassung des Einspritzsystems an dem Motor, wurden Untersuchungen auf einem Prüfstand für Kaltproben durchgeführt Die Merkmale des in die Luft gespritzten Kraftstoffstrahls weisen große Unterschiede im Vergleich zu den Merkmalen des im Motor eingespritzten Strahls auf. Im diesem Zusammenhang wird im vorliegenden Beitrag eine selbstentwickelte Versuchseinrichtung zur Durchfühdrung der Kraftstoffz Zerstäubungsversuche in stationärer Luft unter Druck, im Falle der indirekten Einspritzung beschrieben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 13 Fig., 6 Lit.

DK : 621.431.73

Stoicescu, A., Andreescu, Cr., Oprean, M.: **Die Anwendung der multifaktorialen Methode zur experimentalen Ermittlung des Treibstoffverbrauchs bei den Motoren der Kraftfahrzeuge**

Im Beitrag werden die experimental erzielten Ergebnisse durch Anwendung der multifaktorialen Methode zur Ermittlung des Treibstoffverbrauchs eines Motors mit Kompressionszündung beschrieben, der nacheinander mit zwei Type von Einspritzpumpen versehen wurde. Die Methode, die offenbar Vorteile aufweist, zeitigt aber bei hochgenauen Untersuchungen nicht immer völlig zufriedenstellende Resultate.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 1 Fig., 2 Tab., 8 Lit.

DK : 621.436

Oprean, M., Andreescu, Cr., Stoicescu, A.: **Einflüsse, die auf die energetischen und witschaftlichen Leistungen des Motors, mit dem die rumänischen Autobusse bestückt sind, bei Ausstattung mit verschiedenen Einspritzpumpen ausgeübt werden.**

Im vorliegenden Beitrag werden die Möglichkeiten analysiert, die zur Herabsetzung des Treibstoffverbrauchs für den Motor, mit dem der Gelenkautobus ROMAN 117 UD bestückt ist, durch bautechnische Änderungen der Einspritzpumpe MEFIN führen. Infolge der Analyse der auf dem Prüfstand erzieleten experimentalen Ergebnisse, die größtenteils mit dem bei der Probefahrt ermittelten Ergebnissen übereinstimmen, wird angenommen, daß durch die Anpassung des Profils der Antriebsnocke an den Betriebsbedingungen auf diesem Motor, die rumänische Pumpe den Betrieb des Motors mit einem niedrigeren Treibstoffverbrauch im Vergleich zur gegenwärtigen Lage sichern kann.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 2—3, 5 Fig., 4 Lit.

ДК : 621.431

Манеа, А., Жиану, К., Окинчук, Н., Мойсеску, В., Гионеа, И.: **Анализ влияния геометрии иглы распылителя на протекание впрыска и сгорания в предкамерном двигателе ∅ 165**

Экспериментальное исследование процессов впрыска и сгорания в предкамерном двигателе ∅ 165 выявляет возможность улучшения функциональных параметров путём согласования процесса впрыска и характеристик струи топлива с конструктивными свойствами предкамеры. Для выполнения этого условия было попробованно изменение геометрии иглы распылителя. В работе предложено использование рядом со стандартными распылителями 130 и 131, распылителя оригинальной концепции, отводного от типа 131. Анализ протекания процесса впрыска следует по теоретическому опытному пути. Осуществлено тоже экспериментальное исследование по макрогеометрии струи. Проверка поведения нового распылителя в моноцилиндре выявляет функциональные преимущества по сравнению с серийным распылителем.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 2—3, 5 рис., 4 лит.

ДК : 621.436

Туркою, Т., Бонкой, Ж. : **Влияние отклонения формы нагнетательного элемента на неоднородности инъекции топлива.**

Работа анализирует влияние отклонения от циркулярной формы (округлость) и от цилиндрической формы (коничесть) нагнетательных элементов топливнего насоса величины А, на неоднородность инъекции топлива.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 2—3, 11 рис., 2 табл.

ДК : 621.436

Жиану, К., Мойсеску, В. : **Относительно установки и метода анализа характеристик топливной струи, инъектированной в условиях, подобных двигателю.**

Для сокращения времени испытаний и согласования по двигателю системы впрыскивания, авторы обращаются к исследованиям на испытательном холодном стенде. Однако свойства топливной струи инъектированной в атмосферу являются весьма различны от свойств струи инъектированной в двигатель. В этом контексте работа является опытной установкой, своеобразной концепции для исследования распыления топлива в стационарный воздух под давлением, в случае непрямого впрыска.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 2—3, 13 рис., 6 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box. 136—137— telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3

ATTENTION !

Les lecteurs étragèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ДК : 621.431.73

Стойческу, А., Андрееску, Кр., Опреан, М. : **Применение многофакторного метода для опытного определения расхода топлива у автомобильных двигателей**

В работе представляются опытные результаты, полученных путем применения многофакторного метода для определения расхода топлива ряда двигателей с зажиганием нажатием, последовательно оснащенных двумя инъекционными насосами. Метод отличается очевидным выгодом, но в изучении высокой прецизионности не всегда дает удовлетрительных результатов.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 2—3, 1 рис., 2 табл., 8 6лит.

ДК : 621.436

Опреан, М., Андрееску, Кр., Стойческу, А. : **Влияния над энергетическими и экономическими показателями двигателя, которым оснащены румынские автобусы при его оснастке различными инъекционными насосами**

В работе анализируются возможности снижения расхода топлива двигателя, которым оснащены длинный автобус РОМАН 117 УД, конструктивными мерами для инъекционного насос в МЕФИН. Вследсвие опытных результатов на испытательном стенде, совпадающих в большей степени с результатами ходовых испытаний, автобуса, считают, что адаптирсвание пускового кулачка к рабочим условиям этого двигателя, румынский насос может обеспечивать работу двигателя с расходом топлива ниже актуального положения.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 2 –3, 5 рис., 4 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Abonaţi-vă
la
revista

CONSTRUCŢIA
DE MAŞINI
pe anul 1983

CZ : 62:.431

Implicațiile utilizării combustibililor cu fracțiuni grele la motoare cu aprindere prin comprimare

Dr. chim. Nistor **DINU**, ing. Vladimir **SOARE**, ing. Gabriel **SOLOMON** — I.N.M.T. București

Problema resurselor de energie, disponibile în acest moment, provenite din combustibili fosili, este foarte mult discutată. Ținînd cont de ritmul actual de creștere a consumului de energie, precum și de măsurile de ameliorare, toți specialiștii sînt de acord că rezervele cunoscute de combustibil se vor epuiza într-un timp relativ scurt.

Față de această situație, se propun diverse soluții, în vederea menținerii, sau chiar a creșterii ritmului de dezvoltare economică în majoritatea țărilor.

În domeniul motoarelor cu ardere internă, în vederea utilizării mai eficiente a petrolului, se propune includerea în combustibilul pentru motoarele cu aprindere prin comprimare a unor fracțiuni mai grele, care pînă în prezent erau incluse în ulei sau în combustibili de calitate inferioară. Aceasta corespunde creșterii finalului de distilare de la 350—370°C, la 380—400°C, cu tendință spre 420°C, cu afectarea tuturor caracteristicilor fizico-chimice ale combustibilului.

Literatura de specialitate înregistrează această tendință între preocupările constante ale colaborării între producătorii de combustibil din petrol și cei de motoare cu ardere internă. Aceste preocupări se manifestă prin modificarea continuă a unora din parametrii impuși prin normativele care dirijează specificațiile combustibililor, în sensul arătat mai sus.

Pe linia acestor preocupări, la noi în țară, s-a inițiat o acțiune largă, în vederea utilizării unui combustibil diesel cu final de distilare mai ridicat la motoare rapide și semirapide utilizate în diverse ramuri din industrie, agricultură, construcții, transporturi, etc.

După o primă etapă de testări, pe motoare, a rețetelor propuse pentru combustibil, s-a ales o variantă conținînd 10% fracțiuni grele, denumit combustibil AT, ale cărui caracteristici fizico-chimice, comparativ cu motorinele tip —15A și +5, sînt înscrise în tabelul 1.

Analizînd datele din tabel, se constată diferențe mici între combustibilul AT și motorinele standard, în general acesta fiind comparabil cu motorina +5 combustibilul utilizat în perioada de vară pe un număr mare de motoare, în special la utilajele agricole.

Diferențele cele mai însemnate se înregistrează la densitate, la limitele superioare ale vîscozității și la procentul de distilare la 350°C ; se remarcă și efectul de reducere a indicelui diesel, datorită prezenței unor fracțiuni mai grele, la valori comparabile cu motorina +5. Dacă încercăm să analizăm, din punct de vedere teoretic, aceste diferențe ajungem la următoarele concluzii :

— **densitatea** este rezultatul procesului de fabricație a carburantului și depinde de modul de distilare și de calitatea țițeiului brut. Densitatea caracterizează indirect capacitatea de autoaprindere a combustibilului și, în general, combustibili cu densitate mai mare se aprind mai greu. În afară de aceasta, trebuie să ținem cont că, menținînd reglajul aparaturii de injecție, la creșterea densității crește și consumul orar maxim al motorului, cu posibilitatea creșterii puterii maxime ;

— **vîscozitatea** este o caracteristică foarte importantă a combustibilului. De valoarea acesteia depind modul de desfășurare a proceselor de curgere prin conducte, puverizarea și evoluția jetului în camera de ardere, deci funcționarea sistemului de injecție al motorului. În general se preferă valorile reduse ale vîscozității, dar nu se pot face precizări, deoarece vîscozitatea variază foarte mult, atît cu temperatura, cît și cu presiunea. Din acest motiv, se recomandă ca domeniul de dispersie a vîscozității șarjelor de combustibil să fie cît mai mic, astfel ca reglajele echipamentului de injecție și acordul acestuia cu motorul să rămînă valabile. Dacă ținem cont că valoarea vîscozității depinde de compoziția combustibilului, deci de petrolul brut utilizat la elaborare, putem aprecia că, din aceeași materie primă, se obține un combustibil normal, sau umed, cu fracțiuni grele cu valori relativ apropiate ale vîscozități, deci creșterea acesteia nu va avea o influență deosebit de însemnată :

— **reducerea procentului distilat** pînă la 350°C este dovada prezenței fracțiunilor mai grele. Această caracteristică are influență complexă asupra funcționării motorului, prin afectarea celorlalte caracteristici. De asemenea, efectul depinde și de soluția energetică a motorului. Astfel, în cazul motoarelor cu injecție directă (cum este marea majoritate a motoarelor în funcțiune în țară), prezența unor fracțiuni grele în combustibil mărește durata arderii și prin aceasta mărește consumul de combustibil și nivelul depunerilor în camera de ardere a motorului. De la această regulă fac

Caracteristicile fizico-chimice ale combustibilului AT comparativ cu ale motorinei —15 A şi +5 STAS 240-80

Tabelul 1

CARACTERISTICI FIZICO-CHIMICE	Combustibil AT	Motorina — 15 A STAS 240-80	Motorina + 5 STAS 240-80
Aspect	limpede	limpede	limpede
Culoare UNION	max. 4	max. 2	max. 4
Temperatura de congelare [°C]	max. —5	max. —15	max. +5
Temperatura de filtrabilitate [°C]	max. 0	—	—
Indice Diesel	min. 50	min. 53	min. 49
Cifra cetanică	min. 45	min. 45	min. 45
Cifra de Iod	max. 4	max. 2	max. 4
Vîscozitate la 20°C — cinematică [cST] — convenţională [°E]	 2,5—120 1,2—2,0	 2,5—8,5 1,2—1,7	 2,5—8,5 1,2—1,7
Densitate la 20°C [g/cm³]	0,87	0,82	1,2—1,7
Aciditate organică [mg KOH/100 g]	max. 8	max. 5	0,84
Aciditate şi alcalinitate minerală	lipsă	lipsă	max. 8
Conţinut de apă [%]	max. 0,05	max. 0,03	lipsă
Conţinut de sulf [%]	max. 0,5	max. 0,25	max. 0,05
Cocs (Conrad son) [%]	max. 0,04	max. 0,040	max. 0,25
Cenuşă [%]	max. 0,015	max. 0,010	max. 0,015
Distilare — punct de început [°C] — la 300°C [%] — la 350°C [%]	 min. 160 min. 50 min. 83	 — min. 75 min. 97	 min. 50 min. 88
Puterea calorică [Kcal/kg]	min. 9800	min. 9900	min. 9900

excepţie motoarele cu cameră de turbulenţă ridicată, procedeu „M", soluţie utilizată la motoarele D 2156 şi 797—05. Modul de organizare a autoaprinderii şi arderii la aceste motoare este favorizat de existenţa unor fracţiuni grele, care intervin în proces, după ce s-a realizat autoaprinderea şi arderea parţială a fracţiunilor mai uşoare.

Se remarcă, în mod special, necesitatea limitării intervalului de distilare, pentru asigurarea unei arderi uniforme a tuturor fracţiunilor din combustibil.

Remarcînd că, prin majoritatea caracteristicilor fizico-chimice, combustibilul AT se apropie de motorina +5, se impune recomandarea acestuia pentru folosirea în perioada de vară.

Avînd în vedere complexitatea influenţelor combustibilului cu fracţiuni grele asupra funcţionării motorului, s-a propus testarea acestuia pe motor. Pentru a asigura concluzii cît mai complete, privitor la funcţionarea diverselor tipuri de motoare cu combustibilul propus, s-au efectuat atît probe de anduranţă, pe stand, cît şi experimentări în condiţii normale de exploatare.

Probele pe stand asigură măsurări de mare precizie. Se includ două categorii de măsurări şi anume :

— probe comparative cu motorina — 15 A şi respectiv combustibilul AT ;

— probe de anduranţă pe stand, conform STAS 6636-76, cu combustibilul cu fracţiuni grele tip AT.

Testările s-au efectuat cu toate tipurile de motoare de mare serie, fabricate şi utilizate în ţară, respectiv D 110, D 115, D 118, D 2156 HM 6 U şi 797—05.

Rezultatele probelor comparative sînt sintetizate în tabelul 2.

Analiza valorilor înscrise în acest tabel indică posibilitatea funcţionării motoarelor cu combustibilul propus, fără afectarea însemnată a parametrilor funcţionali. Diferenţele de 1—3% înregistrate la valorile puterii, cuplului maxim şi consumului minim sînt neglijabile. Reţinem, cunoscînd şi rezultatele comportării caracteristicilor de sarcini şi turaţii parţiale, creşterea consumului orar, proporţional cu creşterea densităţii. Aceasta are ca urmare o creştere a puterii, dar nu în aceeaşi proporţie şi de aici o creştere a consumului specific. La motoarele cu cameră de

Probe comparative pe stand cu motorina tip —15 A STAS 240-80 și respectiv combustibil experimental AT

Tabelul 2

Parametru / Tip motor	Combustibil	D 110	D 115	D 118	D 2156 HM 6 M	797-05
Putere maximă [CP]	—15 A	63,3	54,6	80	190	108,2
	AT	61,8	55,2	78	190	111,6
Cuplu motor maxim [daNm]	—15 A	31,0	17,6	31,2	70,8	27,4
	AT	30,8	17,6	31	69	30,3
Consum specific minim pe caractristica externă [g/CPh]	—15 A	182	170	203	165	177
	AT	179	179	200	172	172
Grad de fum la putere maximă [°BOSCH]	—15 A	4,6	3,2	4,5	3,5	3,3
	AT	4,6	3,3	5,5	3,6	3,7
Grad de fum la cuplu maxim [°BOSCH]	—15 A	4,2	3,6	4,5	4,2	4,3
	AT	4,4	4,2	6,2	4,4	4,8
Temperatura gazelor arse la regim nominal [°C]	—15 A	640	660	620	660	580
	AT	640	670	640	665	595

turbulență ridicată, se remarcă o influență mai redusă a calității combustibilului ; desfășurarea dificilă a arderii este ilustrată de creșterea gradului de fum și a temperaturii gazelor de ardere, cu consecințele cunoscute în timp.

Probele de anduranță, cu durată de 800 ore, în cicluri de cîte 4 și respectiv 3 ore, la diverse regimuri de putere și turație, conform prevederilor STAS 6636-76 au avut drept scop, stabilirea comportării în timp a motoarelor alimentate cu combustibil cu fracțiuni grele.

Aceste probe evidențiază buna comportare a motoarelor în cazul funcționării cu combustibil AT. Valorile principalilor parametri funcționali ai motoarelor s-au menținut în limitele impuse de STAS 6636-76, pe tot parcursul probei, cu excepția motorului D 118.

Nu s-au înregistrat defecțiuni grave ale unor piese sau subansamble importante, care să necesite intervenții de amploare și, respectiv, reluarea probei.

La încheierea probei, la demontarea motoarelor, nu s-au constatat depuneri abundente pe pereții camerei de ardere, sau aspecte anormale ale suprafețelor de frecare.

Uzurile pieselor principale, determinate prin măsurări înainte și după probă, au valori reduse și nu impun reparația capitală a motoarelor.

La aceste probe, ținînd cont de conținutul ridicat de sulf al combustibilului, s-a utilizat un ulei aditivat la nivel „Super 3", cu o bazicitate (TBN) mai ridicată. Putem afirma că acest ulei a contribuit la nivelul scăzut al depunerilor din motor și la limitarea uzurilor principalelor cuple de frecare.

Trebuie menționat rezultatul nesatisfăcător al probei cu motorul D 118. La acest tip de motor au apărut cocsări ale injectoarelor după circa 350 ore de funcționare, care condus la întreruperea probei înainte de termen. Acest rezultat este explicabil dacă ținem cont că motorul D 118 este un motor „împins" și ca atare mai sensibil la orice abatere de la condițiile normale de funcționare.

Concluziile probelor pe stand au fost verificate prin testarea motoarelor în condiții normale de exploatare, pe tractoare și combine autopropulsate, în unități agricole din diverse regiuni ale țării.

Lotul foarte larg de tractoare (peste 200, cuprinzînd toate tipurile) și durata mare a testării (peste 2000 de ore la unele motoare) au permis concluzii riguroase privind comportarea în condiții reale de exploatare a motoarelor alimentate cu combustibil cu fracțiuni grele. Tractoarele au efectuat normele obișnuite de lucrări, în condiții normale de întreținere și reparații, fără măsuri speciale și fără să fie semnalate deficiențe deosebite.

S-au efectuat 400—800 ore de funcționare pe parcursul a șase luni în 1981 și respectiv 1600—2400 ore pe parcursul a 18 luni în 1980 și 1981. Urmărind funcționarea motoarelor, reținem următoarele **concluzii :**

— nu au fost afectate performanțele funcționale ale tractoarelor ;

— s-au constatat îmbîcsiri ale filtrelor de combustibil după 50—200 ore de funcționare. Acestea se datoresc decantării insuficiente a combustibilului înaintea alimentării, introducînd în sistemul de alimentare al motorului apă și cristale de parafină împreună cu combustibilul. Decantarea combustibilului în rezervoarele stațiunii, înaintea alimentării tractoarelor, reduce la minim îmbîcsirile premature ale filtrelor ;

— s-au constatat cocsări ale injectoarelor și dificultăți de pornire, în special în perioada rece. Acest lucru este explicabil, dacă ținem cont că acest combustibil este destinat funcționării în perioada de vară ;

— s-au constatat blocări de segmenți, consum crescut de ulei și uzuri premature ale segmenților și cilindrilor la o parte din motoare, la două din stațiunile unde s-a organizat experimentarea. La unele din motoare, funcționarea cu combustibilul cu fracțiuni grele favorizează apariția unor defecțiuni din cauza nerespectării riguroase a prescripțiilor de execuție, exploatare, întreținere și reparații.

În urma acestor testări rezultă că motoarele pot funcționa cu combustibilul propus în perioada de vară, în următoarele condiții :

— asigurarea strictă a calității execuției, întreținerilor și reparațiilor ;

— suplimentarea consumului normat de combustibil și filtre de combustibil ;

— suplimentarea operațiilor de verificare și curățire a injectoarelor ;

— limitarea conținutului de apă din combustibil.

— utilizarea la utilajele agricole a combustibilului tip AT, prezentat mai sus, cu un conținut 10% fracțiuni grele din ulei, permite creșterea cantității de motorină ce se poate obține din cantitatea disponibilă de țiței brut. Ținînd cont de nivelul consumului de motorină al unităților din cadrul M.A.I.A. rezultă o economie de motorină de 60—80.000 t/an.

CZU: 621.436

Cercetări privind adaptarea la funcționarea cu amestecuri metanol-motorină a unui motor diesel rapid

Prof. dr. ing. Nicolae **APOSTOLESCU**, prof. dr. ing. Berthold **GRUNWALD**, șef lucr. dr. ing. Andrei **BELEI**, șef lucr. dr. ing. Nicolae **NEGURESCU**, șef lucr. dr. ing. Constantin **PANĂ**, șef lucr. ing. Marcel-Ginu **POPA**, asist. ing. Dumitru **NEDELCU**, asist. ing. Victor **GHEORGHIU** — Institutul Politehnic București
Ing. V. **VLADĂREANU**, ing. Sorin **NEACȘU** — Întreprinderea de autocamioane Brașov

Probleme specifice ale funcționării motoarelor diesel rapide alimentate cu metanol. Soluția propusă

Utilizarea combustibililor neconvenționali și în primul rînd a alcoolilor (metanol și etanol) în motoarele cu ardere internă reprezintă o preocupare principală a specialiștilor din domeniu, justificată de necesități de economisire sau înlocuire a combustibililor clasici — de origine petrolieră — ca și de considerente de combatere a poluării mediului. În diferite țări au fost declanșate programe naționale privind utilizarea în condiții de eficiență ridicată a combustibililor neconvenționali, în instalații de forță și de producere de căldură, printre care și în motoare cu ardere internă. Cunoscute firme producătoare de motoare sînt angajate în programe vizînd adaptarea motoarelor din fabricație de serie la funcționarea corespunzătoare cu combustibili neconvenționali, precum și pentru realizarea de noi motoare cu construcție optimizată pentru funcționare cu acești combustibili. Industria chimică, pe de altă parte, urmărește realizarea, pe baza unor tehnologii noi, a unor combustibili neconvenționali competitivi cu combustibili covenționali clasici, prin proprietățile lor fizico-chimice, consumurile de energie și prețurile de cost.

În țara noastră, Congresul al XII-lea al P.C.R. a stabilit pentru specialiști sarcini de mare răspundere privind lărgirea bazei de combustibili a țării, în vederea asigurării treptate a independenței energetice. În domeniul motoarelor cu ardere internă, specialiștii sînt chemați să asigure funcționarea, în condiții eficiente, a diferitelor categorii de motoare, cu combustibili neconvenționali prin origine și compoziție chimică (metanol-etanol etc.), sau prin abaterile față de unele specificații existente pentru combustibilii clasici (interval de distilare, etc).

Trecerea unui motor cu aprindere prin comprimare (conceput pentru alimentarea cu motorină), la alimentarea cu metanol și motorină, ridică mai multe categorii de probleme, ca o consecință a unor importante diferențe între proprietățile lor (tab. 1). Adaptarea unui motor conceput pentru alimentarea cu motorină, la funcționarea eficientă cu metanol, impune, de aceea, modificări de ordin constructiv și de reglare, pentru atenuarea unor diferențe negative și valorificarea unor proprietăți favorabile.

În cele ce urmează, se trec în revistă problemele particulare create de proprietățile menținute ale metanolului.

Tendința de reducere a puterii efective. Metanolul are o putere calorică de circa două ori mai mică decît a motorinei, astfel că la un debit neschimbat de combustibil, motorul tinde să dezvolte o putere mai mică ; reduce-

rea puterii va corespunde proporției de metanol din doza de combustibil — metanol + motorină — introdusă în cilindru, pe ciclu. Pe de altă parte, conținutul mare de oxigen al metanolului determină micșorarea necesarului de aer de ardere. În ansamblu, se constată că puterea calorică neschimbată, ceea ce sugerează posibilitatea redresării puterii motorului alimentat cu metanol, prin mărirea corespunzătoare a debitului de combustibil. Totodată, capacitatea rezervorului de combustibil trebuie mărită, în consecință, pentru menținerea razei de acțiune a unui autovehicul.

Creșterea debitului de combustibil, în vederea redresării puterii motorului convertit la funcționarea cu metanol, este condiționată de caracteristicile sistemului de alimentare existent și, în plus, de cantitatea de aer disponibil în cilindru ; orice măsură suplimentară adaptată, cu influență negativă asupra umplerii cu aer a cilindrului (de exemplu mărirea proporției de gaze arse reziduale din încărcătură a cilindrului) va reduce posibilitățile de redresare a puterii.

Întîrzierea mare la autoaprindere. Metanolul prezintă o mare rezistență la autoaprindere ($CC = 3$) determinînd valori foarte ridicate ale întîrzierii la autoaprindere (15 ms la $1{,}73 \cdot 10^6 N/m^2$) și 900°K, față de 1 ms pentru hexadecan $C_{16}H_{34}$, în aceleași condiții).

Dificultatea autoaprinderii sporește, în continuare, din cauza tendinței de scădere a temperaturii aerului din cilindru, ca urmare a căldurii mare de vaporizare a metanolului (de circa patru ori mai mare decît a motorinei). Încercările efectuate de mai multe firme arată că modificarea proprietăților de autoaprindere ale metanolului, pînă la o limită acceptabilă de ordinul $CC = 35$, s-ar putea realiza prin adaosul de aditivi pro-cetan (accelératori de aprindere), în proporții foarte mari (de ordinul 20%). Această soluție, care ar permite desfășurarea normală a proceselor autoaprinderii și arderii la un motor cu raport de comprimare de 15, nu este economică. Pentru funcționarea normală a motorului cu aprindere prin comprimare, este indispensabilă, din această cauză, prevederea altor măsuri speciale pentru a se asigura o întîrziere normală la autoaprindere.

Calitățile defavorabile de ungere, tendințe de intensificare a uzurii. Metanolul are proprietăți defavorabile de ungere, ilustrate de exemplu din tabelul 1, prin vîscozitatea redusă (vîscozitatea metanolului este de 3,3 ... 12 ori mai redusă decît a motorinei). Această caracteristică afectează direct funcționarea unor cupluri de frecare, în primul rînd la pompa de alimentare și în secțiunea de înaltă presiune a instalației de alimentare.

De asemenea, anumite componente ale instalației de alimentare cu combustibil, executat din materiale speciale (cum sînt de exemplu elastomerii), suferă o acțiune distructivă fizico-chimică prin contactul cu metanolul.

În fine, este cunoscut că utilizarea metanolului drept combustibil în motoare poate să determine o intensificare a uzurii motorului, realizată în special în zona superioară a cilindrului și la segmenți. Aceste uzuri pot fi determinate de atacul chimic direct al unor

Tabelul 1

PROPRIETĂȚI FIZICO-CHIMICE / COMBUSTIBILUL	MOTORINĂ	METANOL
Temperatura de fierbere (distilarea), [°C]	350[1]	64,85[2]
Entalpia de vaporizare, [kJ/kg]	250 ... 314	1100
Vîscozitatea la 20°C, [Ns/m² . 10³]	2 ... 7	0,60
Puterea calorică, [kJ/kg]	42000	19665
Aerul necesar pentru ardere (m^3 aer/dm^3 comb.] (kg aer/kg. comb.)	8,01 (14,05)	3,94 (6,4)
Puterea calorică a amestecului [kJ/m^3] amestec pentru $\lambda = 1$, $p_0 = 1{,}013$ bar și $T = 293{,}15$°K, [kJ/m^3] amestec	3626	3210
Ușurința autoaprinderii, [CC]	40 ... 50	2 ... 5
Miscibilitatea cu fracțiunile petroliere, în prezența apei	—	redusă
Compoziția gravimetrică, [%]		
C	86	37,5
H	12	12,5
O	2	50

1) distilă 80 ... 97 % în volum ;
2) la $1{,}01 \cdot 10^5$ N/m²

compuși formați în cursul arderii, cum este acidul formic, care se acumulează pe peretele cilindrului.

Mișcibilitatea redusă a metanolului cu fracțiunile petroliere. După cum se indică și tabelul 1, metanolul prezintă o solubilitate redusă în fracțiunile petroliere, de exemplu în motorină ; prezența apei, pînă la limita unor urme în metanol sau în motorină, provoacă separarea constituienților soluției.

Metanolul poate fi însă emulsificat cu motorină, în formă stabilizată sau nestabilizată. Emulsiile stabilizate reclamă volume mari de substanțe surfactante, pentru evitarea separării metanolului și motorinei (volumele necesare de aditivi sînt de același ordin cu volumele de metanol în emulsie). Pe de altă parte, emulsiile nestabilizate nu reclamă aditivi stabilizatori, dar ele se separă în timp, astfel încît pretind prepararea lor mecanică, imediat înainte de injecția lor în motor.

Problemele menționate mai sus sînt soluționate, în prezent, în mod diferit, în funcție de caracteristicile motorului, de posibilitățile tehnologice și prețul de cost acceptat și de experiența acumulată.

În cadrul unor cercetări întreprinse la catedra de motoare cu ardere internă a Institutului Politehnic din București se promovează soluția combaterii rezistenței ridicate la autoaprindere a metanolului, prin introducerea în cilindru a unor fracțiuni de motorină (alimentare cu doi combustibili) ; fracțiunea de motorină folosită trebuie să asigure autoaprinderea cu o întîrziere convențională pentru desfășurarea, în bune condiții, a arderii. Motorina formează împreună cu metanolul o emulsie preparată mecanic pentru injecția în cilindru.

În această lucrare, se prezintă rezultatele obținute prin aplicarea soluției propuse, la un motor cu aprindere prin comprimare. De asemenea, se prezintă rezultatele unor cercetări asupra emulsiilor metanol-motorină.

Rezultate obținute la funcționarea motorului cu amestecuri metanol-motorină

Pentru realizarea programului de cercetare, un motor tip D—2156 HMN 8 a fost instalat la standul de probe, prevăzut cu o instație de alimentare cu emulsie metanol-motorină în proporție reglabilă (fig. 1).

Cercetările experimentale întreprinse au vizat evidențierea posibilității menținerii performanțelor de vîrf ale motorului alimentat cu metanol.

La un reglaj constant al debitului pompei de injecție, a fost înregistrată, potrivit așteptărilor, scăderea progresivă a puterii efective a motorului, odată cu mărirea proporției de metanol ; la o proporție de 30% metanol, puterea nominală a motorului a scăzut cu 31% (fig. 2). Între aceleași limite se constată creșterea coeficientului de exces de aer λ cu 40%, ceea ce subliniază rezervele existente de creștere a dozei de combustibil, injectate de ciclu în vederea restabilirii puterii motorului.

Prin deplasarea suplimentară a cremalierei pompei de injecție (curbele cu linie-punct), s-a asigurat mărirea dozei de combustibil pînă la restabilirea puterii nominale a motorului (orizontala cu linie întreruptă din fig. 2) ; la

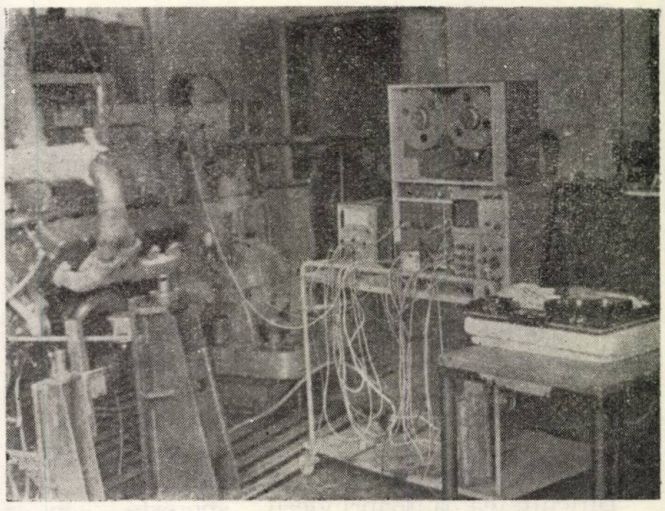


Fig. 1 Vedere a standului de probe echipat cu motorul D 2256 HMN 8.

putere nominală constantă, coeficientul de exces de aer λ devine practic invariabil cu concentrația de metanol.

Încercările au fost conduse pînă la o proporție limită de circa 38% metanol. La o proporție superioară de metanol, s-a înregistrat scăderea pronunțată a puterii, care nu a mai putut fi refăcută prin mărirea dozei de combustibil.

Alimentarea motorului cu emulsie metanol-motorină se dovedește avantajoasă sub raportul creșterii economicității funcționării motorului, în domeniul 0 ... 32,5% metanol ; se constată, de asemenea, efectul benefic al utilizării metanolului asupra gradului de fum al gazelor de evacuare (fig. 3). Se observă că există o concentrație optimă a metanolului în emulsia cu motorină (circa 12%) la care se înregistrează consumul energetic minim (în kJ/kWh) — (randamentul efectiv se ameliorează cu 4% față de cazul funcționării cu motorină), iar gradul de fum scade de la 3,1 unități Bosch (u.B.), pînă la 1,6 u.B.

Încercări similare au fost conduse și la alte avansuri la injecție, urmărindu-se în continuare definirea unui interval de proporții metanol-motorină în care se poate restabili puterea (fig. 4).

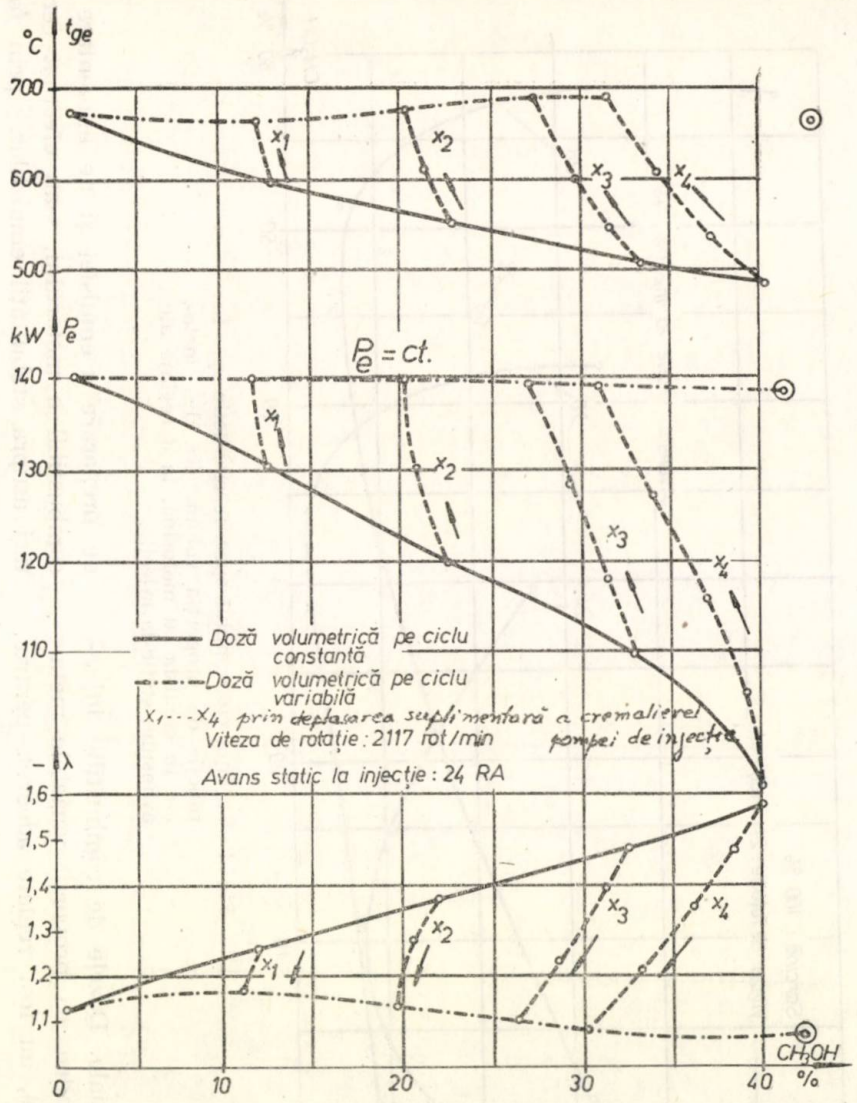


Fig. 2 Variația puterii efective P_e, coeficientului excesului de aer λ și temperaturii gazelor de evacuare t_g, în funcție de proporția volumetrică de metanol în emulsia cu motorină.

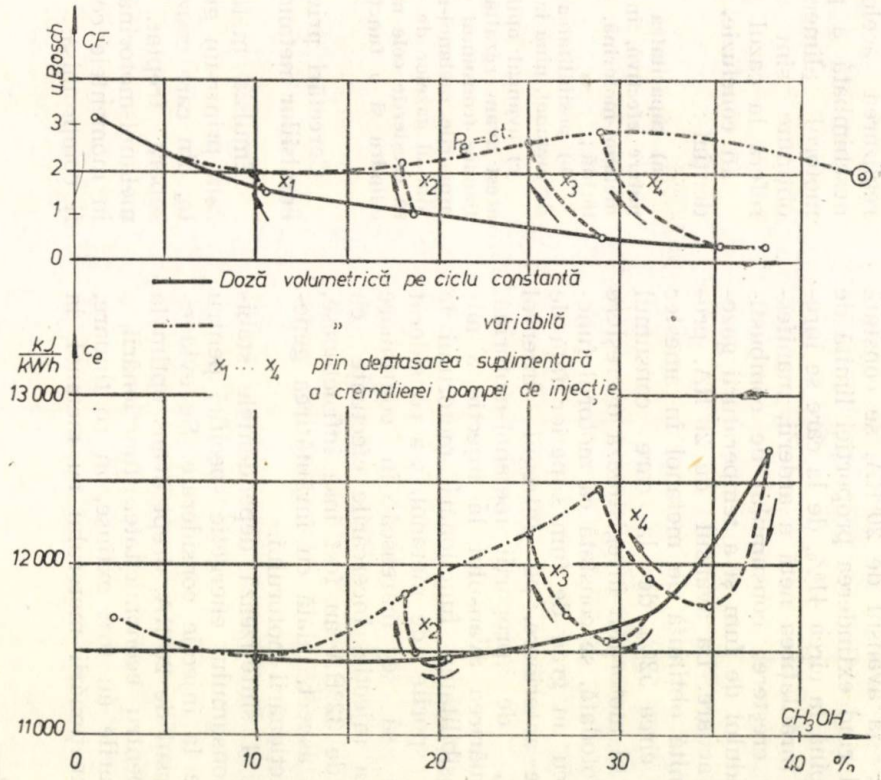


Fig. 3 Variația consumului specific energetic c_e și a gradului de fum GF, în funcție de proporția volumetrică de metanol în emulsia cu motorină.

Astfel, la avansul de 20°RA, se constată în primul rînd extinderea proporției limită de metanol pînă la circa 41%, de la care se înregistrează înrăutățirea netă a arderii, manifestată prin creșterea consumului de combustibil, a gradului de fum și a temperaturii gazelor de evacuare. La avansul de 28°RA, proporție limită obținută de metanol în amestec a fost de circa 52%, de la care consumul energetic al motorului înregistrează o creștere bruscă. Totodată, se constată că motorul funcționează cu un grad de fum superior față de avansurile anterioare, pe întregul interval investigat, de proporții metanol-motorină. Întrucît mărirea avansului la injecție a antrenat posibilitatea funcționării motorului la proporții sporite de metanol, s-a considerat interesant să se mărească în continuare avansul la injecție. Încercările efectuate cu avansul de 32°RA au fost însă infructuoase, sub acest aspect, odată cu înrăutățirea generală a funcționării motorului.

Figura 4 sintetizează dependențele stabilite ale consumului energetic specific, pentru avansurile la injecție considerate. Se evidențiază avansul de 20°RA, drept avans optim la injecție pentru economicitatea funcționării.

Cercetările au fost extinse, în continuare, asupra funcționării motorului cu metanol, la realizarea acelorași condiții de menținere neschimbată a puterii efective dezvoltate de motorul alimentat cu motorină. Rezultatele obținute sînt ilustrate în figura 5, care se referă la cazul proporției de 30% metanol.

În **concluzie,** cercetările efectuate au evidențiat :

a) capacitatea motorului de a dezvolta aceeași putere efectivă, în condițiile alimentării cu emulsie metanol-motorină, ca și în cazul alimentării cu motorină ;

b) posibilitatea alimentării motorului cu emulsie de metanol, pînă la proporții de 40—50% ;

c) avansul optim la injecție egal cu 20°RA ; la acest avans rezultă economicitatea maximă de funcționare (consumul energetic specific minim), la orice proporție metanol-motorină, și un grad de fum minim al gazelor de evacuare. Totodată, se înregistrează creșterile cele mai mici ale presiunii maxime din cilindru și o funcționare liniștită a motorului.

Cercetări privind formarea și stabilirea emulsiilor metanol-motorină

Emulsia metanol-motorină este caracterizată printr-un grad relativ redus de stabilitate, din care cauză cele două faze lichide se separă treptat, astfel că injecția de amestec metanol-motorină, în proporțiile stabilite și în momentele corespunzătoare pe ciclu, poate fi compromisă. În vederea stabilirii soluției

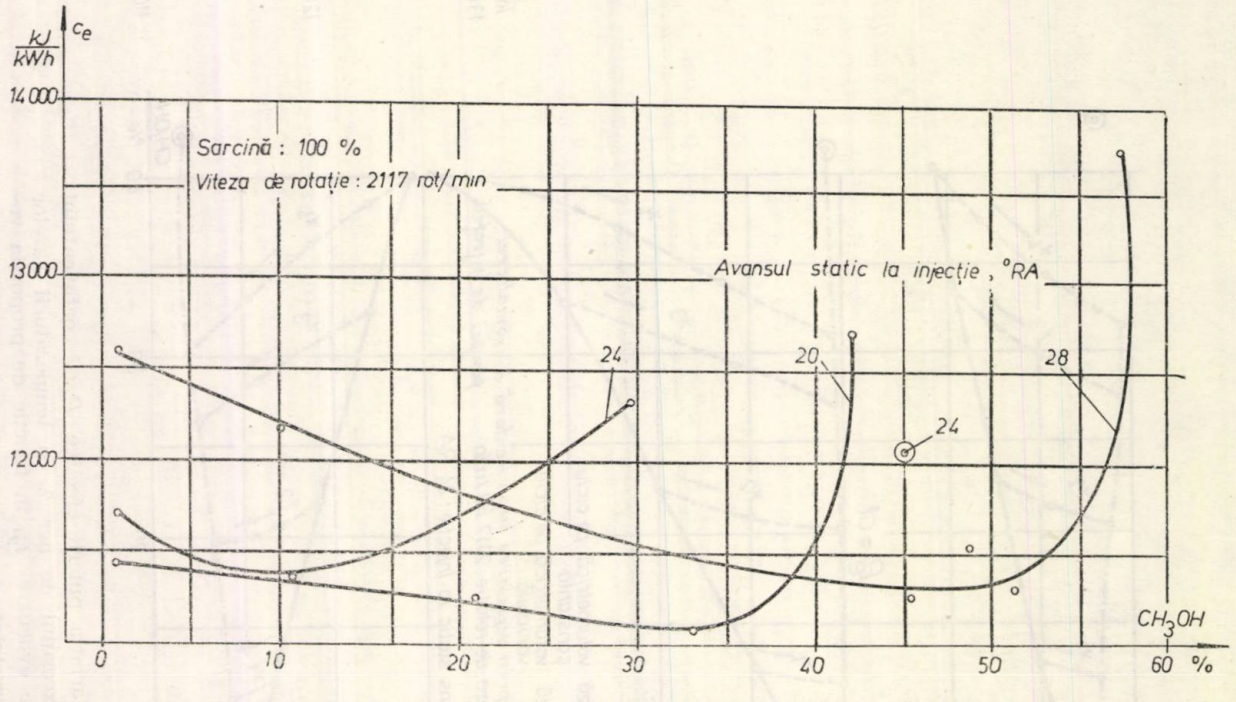


Fig. 4 Variația consumului specific energetic c_e, în funcție de proporția volumetrică de metanol în emulsia cu motorină, la 3 reglaje ale avansului static la injecție.

sarcini parțiale. Dozele de combustibil injectate în cilindru, cu proporții variabile metanol-motorină, au fost reglate adecvat, pentru de preparare a emulsiei și de alimentare cu combustibil a motorului, s-au efectuat cercetări asupra stabilității emulsiilor, prin foto-

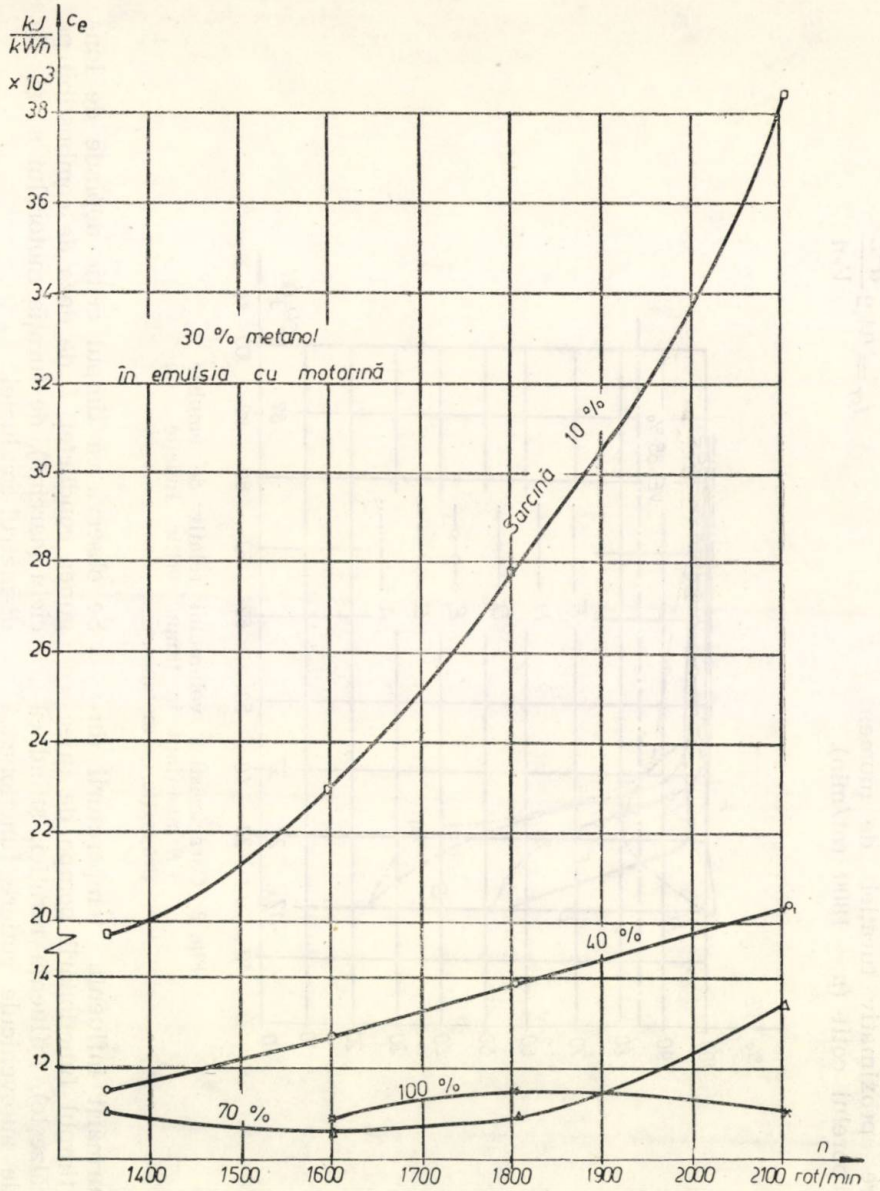


Fig. 5 Caracteristica consumurilor specifice energetice în funcție de turație și sarcină, la o proporție de 30% metanol în emulsia cu motorină.

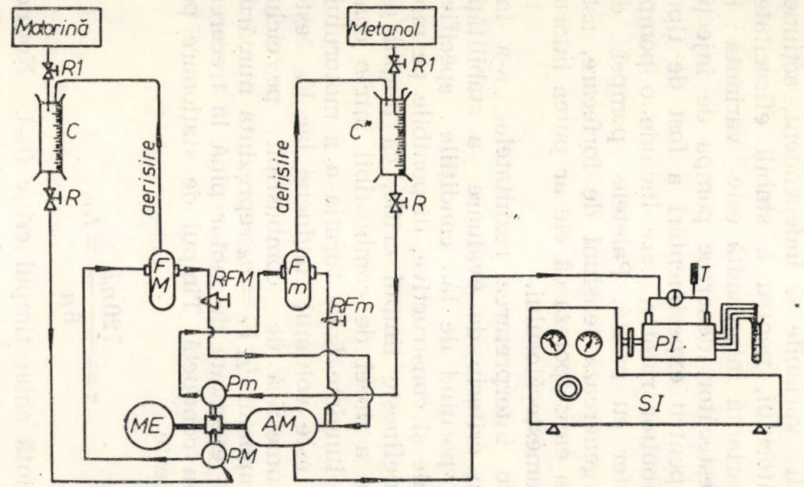


Fig. 6 Schema standului pentru studiul stabilității emulsiei metanol motorină.

SI — stand de injecție ; PI — pompă de injecție ; AM — amestecător ; ME — electromotor ; PM, Pm — pompă de alimentare cu motorină, respectiv cu metanol ; RFM, RFm — robineți pentru reglarea proporției de motorină, respectiv metanol ; FM, Fm — filtru motorină, respectiv metanol ; C — cilindri de măsură ; R — robinet ; T — termometru.

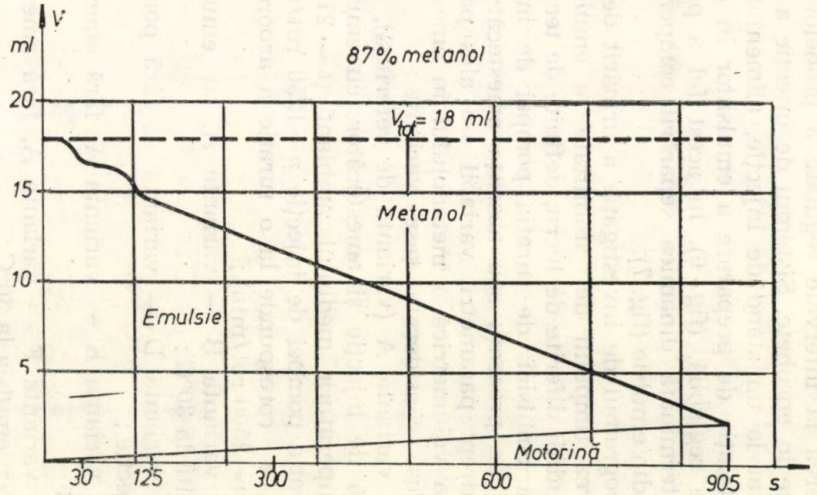


Fig. 7 Caracteristica separării în timp a unei emulsii metanol — motorină.

grafierea la intervale regulate a probelor injectate în eprubete. Sistemul de injecție a fost adaptat la un stand de injecție, alimentat de o instalație de preparare a emulsiilor în proporție reglabilă, (fig. 6). În acest fel a putut fi determinată dinamica separării componentelor din emulsie (fig. 7).

Programul de investigație a urmărit determinarea timpului de stabilitate a emulsiei, în condiții diferite de lucru, definite de temperatura emulsiei, de turația pompei de injecție și de prezența sau absența amestecătorului ; drept parametru variabil s-a ales participația volumetrică a metanolului în amestec. Au fost considerate șase variante :

— varianta A (variantă de referință), cu pompă de injecție și amestecător, cu emulsia la temperatura mediului ambiant ($t = 21°C$), la turația pompei de injecție n=1250 rot/min (ceea ce corespunde la o turație a arborelui cotit n=2500 rot/min) ;

— varianta B — varianta A, cu emulsie încălzită la 30°C ;

— varianta D — varianta A, fără pompă de injecție ;

— varianta E — varianta A, fără amestecător ;

— varianta F — varianta A, fără amestecător, cu emulsia la 30°C ;

— varianta H — varianta A, cu turația pompei de injecție $n = 900$ rot/min, corespunzătoare aproximativ turației de moment maxim arborelui cotit ($n = 1800$ rot/min).

cu turații variabile și independent, acțiunea amestecătorului, pentru a stabili eficacitatea lui. O variantă interesantă este varianta E, fără amestecător, deoarece pompa de injecție folosită pentru experimentări a fost de tipul cu distribuitor rotativ, care include o pompă de transfer cu paletă. Paletele pompei de transfer generează tensiuni de forfecare, astfel că s-a emis ipoteza că ele ar putea înlocui paletele amestecătorului.

Pentru interpretarea rezultatelor, s-a introdus în criteriu de evaluare a stabilității emulsiei, pornind de la condițiile specifice funcționale și constructive, disponibile pe motor. Se definește timpul critic, ca timpul de staționare a dozei de combustibil într-o conductă de lungime L, la turația n a motorului. Dacă V_L este volumul conductei iar V_c este doza volumetrică de combustibil pe ciclu, atunci raportul $V_L/V_c = n_d$ reprezintă numărul de cicluri efectuate de motor pînă la trecerea dozei prin conductă. Timpul de staționare pe conductă este :

$$\tau = \frac{720 n_d}{6n} = t_{cr},$$

și reprezintă chiar timpul critic (t_{cr}). Notînd cu d' diametrul interior al conductei, rezultă că timpul critic va fi :

$$t_{cr} = 94{,}2 \frac{d^2 L}{V_c n}$$

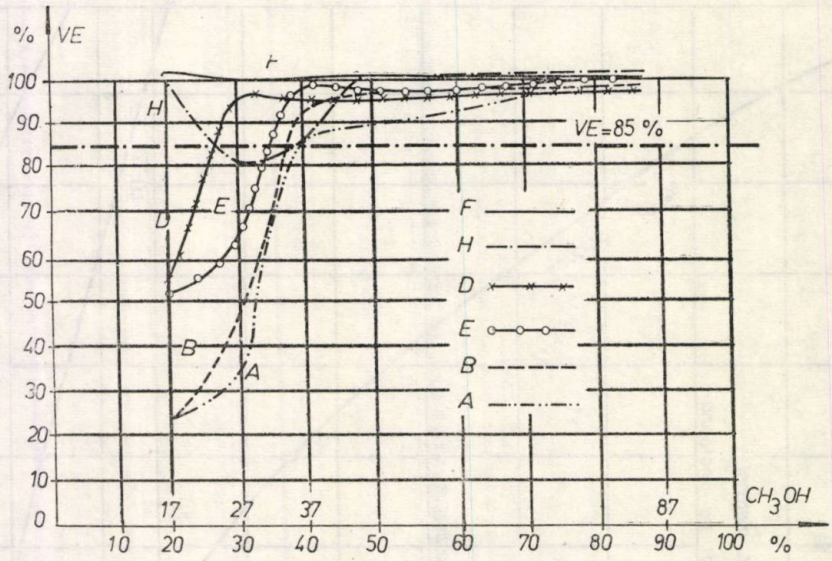


Fig. 8 Caracteristica volumului relativ de emulsie VE menținut în timpul critic, funcție de proporția de metanol.

S-au urmărit influența temperaturii (întrucît în timpul funcționării pompa de injecție se încălzește), influența turației, știind că motorul de autovehicule rutiere funcționează

Se observă că timpul critic depinde de lungimea conductei, L de doza de combustibil pe ciclu (sarcină), de turația motorului n și de diametrul conductei.

Se consideră satisfăcătoare situația în care, pentru intervalul $t = t_{cr}$, volumul emulsiei reprezintă 85% din volumul probei.

Se reprezintă volumul de emulsie *VE* format de tipul critic pentru cele șase variante de lucru (curbele A ... H, fig. 8).

Se duce dreapta *VE* 85. Se observă că cele mai bune rezultate le oferă varianta F. Se deduce astfel o **concluzie fundamentală și anume: pompa de injecție cu distribuitor rotativ asigură o bună emulsionare a amestecului, astfel încît amestecătorul poate fi eliminat. În toate celelalte variante de încercare, emulsiile satisfac criteriul t_{cr} și *VE* 85, numai parțial. Cercetarea trebuie continuată pentru a stabili comportarea pompei de injecție cu piston-sertar, la îndepărtarea amestecătorului.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mühlberg E.*: MAN-M-Vielstoffmotor mit partieller Abgasrückführung für Alkoholbetrieb. ATZ 65 (1963), 1.

[2] *Pischinger, F., Havenith, C., Finsterwalder, G.*: Methanol — Direkteinspritzung bei Fahrzeugdieselmotoren. ATZ 81 (1979), 6.

[3] *Bouvier, J.*: Problemes posés par l'utilisation des alcools dans les moteurs. Revue Technique Aut. 1980.

[4] *Baker, A. Q.*: Use of Alcohol-in-Diesel Fuel Emulsions and Solutions in a Medium-Speed Diesel Engine. S.A.E. Paper 810254.

[5] *Berg, P. S. Holmer, C., Bertilsson, B. I.*: Verwendung verschiedener Kraftsoffe im Dieselmotor mit zwei Einspritzsystemen MTZ 42 (1981), 7/8.

[6] *Dietrich, W., Anisits, F., Hiemesch, O.*: Pilot Ignition Ethanol Combustion System. Diesel & Gas Turbine Worldwide Jan. — Febr. 1982.

CZ : 621.432

Cercetări experimentale privind corelația dintre durata deschiderii simultane a supapelor și economicitatea motorului cu aprindere prin scînteie funcționînd la sarcini parțiale și turații reduse

Dr. ing. Samoil **SAVIUC** — Institutul de cercetări și proiectări tehnologice în transporturi București

Literatura de specialitate despre influența fazelor de distribuție asupra economicității motoarelor cu ardere internă

Rezultatele cercetărilor efectuate în diverse țări pentru optimizarea fazelor de distribuție demonstrează faptul că această problemă merită să i se acorde atenție.

Pe baza unor considerații teoretice și a rezultatelor experimentale obținute, în lucrarea [1] se apreciază că „momentul închiderii supapei de admisiune prezintă o influență hotărîtoare asupra parametrilor de funcționare ai motorului". V. V. Laiok în [6] prezintă rezultatele cercetărilor privind influența reciprocă a întîrzierii la închidere a supapei de admisiune și a lungimii colectorului de admisiune asupra umplerii motorului funcționînd cu deschiderea maximă a clapetei de obturare.

În cadrul catedrei de tractoare și automobile de la Institutul agricol din Volgograd valorile optime ale fazelor de distribuție au fost determinate [11], pe baza variației coeficientului de umplere și a momentului motor pentru regimul de plină sarcină, la cîteva turații între momentul maxim și puterea maximă. Prin optimizarea perioadei de deschidere simultană a supapelor, coeficientul de umplere a crescut în medie cu 2,4%. Optimizarea fazelor de distribuție la motorul L—3/2 a condus la sporirea momentului motor, pe caracteristica de turație la sarcină plină, în medie cu 9,3%, iar consumul de combustibil a scăzut cu 1,8% față de situația standard. Aceste cercetări s-au limitat la motorul monocilindric de turație redusă și nu au abordat problema la sarcini parțiale. G. M. Kosolapov demonstrînd în mod concret importanța pe care o are destinația motorului în stabilirea fazelor de distribuție, expune rezultatele cercetărilor întreprinse [5] în scopul optimizării fazelor de distribuție la motorul ZIL-120. S-au obținut sporirea momentului motor cu 7—10% și micșorarea consumului specific de combustibil cu 2—3%.

În lucrarea [2] se prezintă rezultatele optimizării fazelor de distribuție la motorul ZIL-130. Optimizarea s-a făcut separat, pentru admisiune și apoi pentru evacuare. S-a determinat profilul optim al fiecărei came și apoi poziția optimă a acesteia pe ciclu. Optimizarea distribuției a condus la creșterea momentului motor maxim cu 3,7%, reducerea turației de moment maxim cu 25%, sporirea momentului motor în zona turațiilor mici cu 6,6% și reducerea acestui parametru la turația puterii nominale cu 1,5%.

În lucrarea [7] se analizează corelația dintre fazele de distribuție și proprietățile antidetonante ale motorului ZIL-130. Rezultatele obținute arată că modificarea fazelor de distribuție este însoțită de o modificare apreciabilă a cifrei octanice necesare funcționării motorului fără detonație. Valoarea minimă a cifrei octanice necesare s-a obținut la o durată a perioadei de deschidere simultană a supapelor 51°RAC. Sporirea deschiderii simultane a supapelor la 81°RAC determină creșterea cifrei octanice necesare cu 5,3%. Un grup de cercetări au fost efectuate [7] în ideea realizării unei puteri maxime ridicate fără diminuarea momentului motor în zona turațiilor medii a motorului. Eficiența fazelor de distribuție încercate s-a apreciat în baza analizei caracteristicilor de turație la sarcină totală și a caracteristicii de mers în gol.

Cu ajutorul dispozitivului de „distribuție balistică" [8], s-a efectuat un studiu experimental care a permis punerea în evidență a influenței duratei și poziției pe ciclu a pericadei de deschidere simultană a supapelor asupra performanțelor unui motor de 1300 cm³. Analiza rezultatelor obținute arată că „distribuția balistică" antrenează, pe de o parte, un cîștig de moment motor de 10—12% la 1500 rot/min, fără diminuarea puterii maxime și, pe de altă parte, consumuri specifice egale, sau inferioare celor realizate de motorul de referință. Schimbarea profilului camei și a caracteristicilor celor două arcuri permite modificarea curbei coeficientului de umplere, în limite destul de mari.

Așadar, fazele de distribuție exercită o influență apreciabilă asupra performanțelor motorului. Prin optimizarea fazelor de distribuție, s-au obținut reduceri ale consumului specific de combustibil de pînă la 3% și un spor de moment motor maxim de pînă la 10%. Atenția cercetărilor a fost îndreptată spre regimul de putere nominală și moment motor maxim. O mică parte din autori au analizat problema și pentru alte regimuri de turații, însă tot la deschidere maximă a clapetei de obturare.

Cercetări experimentale proprii privind corelația dintre durata deschiderii simultane a supapelor și economicitatea motorului cu aprindere prin scînteie

Analiza stadiului actual al cercetărilor experimentale a arătat faptul că preocupările actuale în domeniul optimizării fazelor de distribuție nu au în atenție regimurile de sarcini parțiale și turații reduse, ceea ce arată că este oportună cercetarea autorului în această direcție. Suplimentar, problema economiei de combustibil atrage atenția astăzi asupra faptului că este necesar să se acționeze asupra reglajelor unui motor, astfel ca să se obțină performanțe ameliorate și în condiții de sarcină și turație redusă.

Experimentările au fost efectuate pe un motor ARO L—25, echipat cu un dispozitiv planetar pentru modificarea fazelor de distribuție [10]. Metodica de lucru și aparatura utilizată au fost prezentate în [9]. Regimurile de sarcini parțiale și turații reduse în care au fost efectuate cercetările sînt :

— **regimul 1 (serviciu urban)** : turația $n = 1700$ rot/min, unghiul de deschidere a clapetei de obturare $\varphi = 9°45'$, puterea efectivă dezvoltată de motor $P_e = 14{,}0$ kW, coeficientul de sarcină $\varkappa = 52{,}5\%$ ($\varkappa$ fiind definit astfel $\varkappa = \frac{P_e}{P_{e\,max}} \cdot 100$ la turația respectivă pentru fazele standard unde $P_{e\,max}$ este puterea pe caracteristica externă și depresiunea medie în galeria de admisiune $\Delta p_{adm} = 240$ mm col. Hg. ;

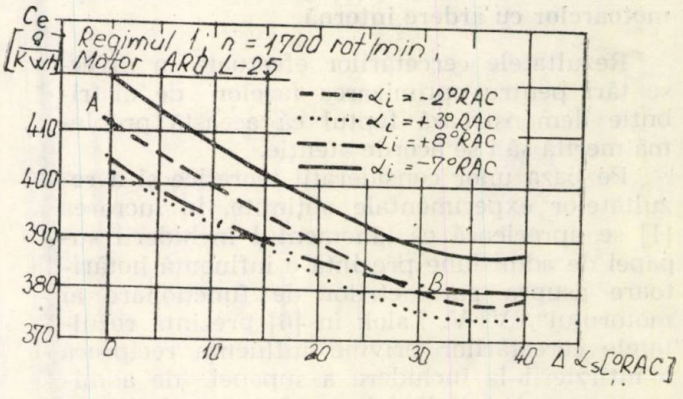


Fig. 1 Corelația dintre consumul specific efectiv de combustibil și perioada de deschidere simultană a supapelor pentru regimul de serviciu urban :

– – – – $\alpha_i = -2°$ RAC ;

..... $\alpha_i = +3°$ RAC ;

—●— $\alpha_i = +8°$ RAC ;

——— $\alpha_i = -7°$ RAC ;

— regimul 2 (serviciu interurban) : n = = 2500 rot/min, $\varphi = 14°45'$, P_e = 20,0 kW ($\varkappa = 48{,}5\,\%$) și $\Delta p_{adm} = 70$ mm col. Hg.

S-au determinat performanțele motorului ARO L—25, pentru 20 variante ale duratei $\Delta\alpha_s$ și poziției pe ciclu α_i a perioadei de deschidere simultană a supapelor. Cu α_i s-a notat momentul intersecției curbelor de ridicare a supapelor, măsurat față de punctul mort interior (cu semnul minus, cînd are loc înaintea punctului mort și cu semnul plus cînd are loc după punctul mort). Variația consumului specific de combustibil este înscrisă în figurile 1 și 2.

Pentru stabilirea corelației dintre durata deschiderii simultane a supapelor și economicitatea motorului, s-a urmărit cum se modifică performanțele prin variația perioadei $\Delta\alpha_s$ de la 0° la 30°RAC, α_i fiind menținut în poziția corespunzătoare fazelor standard (fazele de distribuție pentru cele două variante sînt arătate în fig. 3).

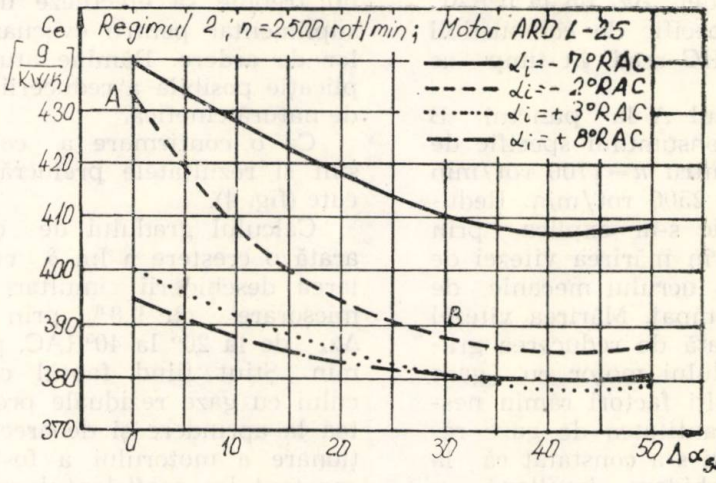


Fig. 2 Corelația dintre consumul specific efectiv de combustibil și perioada de deschidere simultană a supapelor pentru regimul de serviciu interurban :

——— $\alpha_i = -7°$ RAC ;

– – – – $\alpha_i = -2°$ RAC ;

..... $\alpha_i = +3°$ RAC ;

—●— $\alpha_i = +8°$ RAC ;

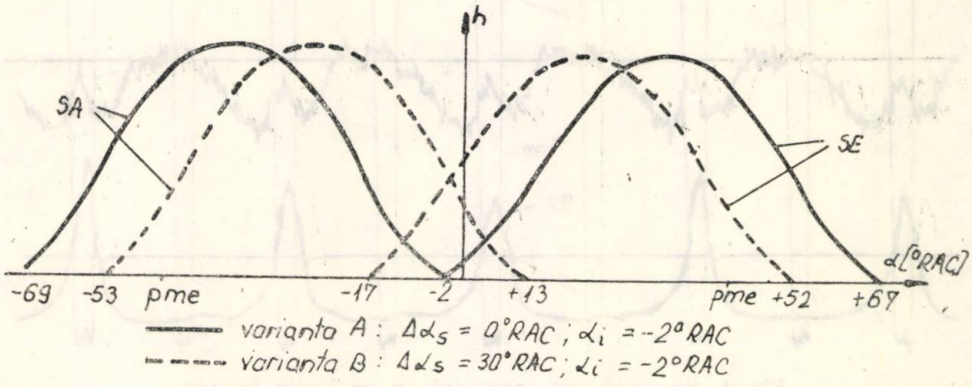


Fig. 3 Fazele de distribuție la motorul ARO-L-25 pentru cele două variante analizate de deschidere simultană a supapelor.

——— varianta A : $\Delta\alpha_s = 0°$ RAC ;
$\alpha_i = -2°$ RAC ;

– – – – varianta B : $\Delta\alpha_s = 30°$ RAC ;
$\alpha_i = -2°$ RAC.

Apoi s-a încercat să se descifreze cauzele modificărilor sesizate. Valorile principalilor parametri măsurați în cele două variante, precum și diferențele obținute prin trecerea de la varianta A ($\Delta\alpha_s$ =0°RAC) la varianta B ($\Delta\alpha_s$ = 30°RAC) sînt înscrise în tabelul 1. Se observă că, în ambele regimuri de funcționare, la sporirea perioadei $\Delta\alpha_s$ de la 0°RAC la 30°RAC, consumul specific de combustibil și emisiunile de CO și HC scad, în timp ce puterea efectivă crește.

Trecerea de la punctul A la punctul B conduce la micșorarea consumului specific de combustibil cu 7,8%, pentru n=1700 rot/min și cu 10,4% pentru n = 2500 rot/min. Reducerea consumului specific s-ar explica prin doi factori și anume : prin mărirea vitezei de ardere și prin reducerea lucrului mecanic de evacuare liberă și de pompaj. Mărirea vitezei de ardere este determinată de reducerea gradului de diluare a fluidului motor cu gaze reziduale, dacă toți ceilalți factori rămîn neschimbați. S-a calculat cantitatea de gaze reziduale din cilindru [4] și s-a constatat că la sporirea duratei de deschidere simultană a supapelor de la 0° la 30°RAC, coeficientul gazelor reziduale înregistrează o reducere de 25,7% pentru n = 2500 rot/min și de 15,4% pentru n = 1700 rot/min.

Se poate afirma că prin creșterea perioadei $\Delta\alpha_s$ de la 0° la 30°RAC se obține o reducere însemnată a intensității fenomenului de recirculare internă a gazelor de ardere.

Calculînd după programul de schimbare a gazelor elaborat de prof. dr. ing. B. Grunwald și ing. V. Gheorghiu [3], s-a ajuns la concluzia că, pentru regimurile experimentate, lucrul mecanic pentru evacuarea liberă și pompaj nu este influențat sensibil de durata deschiderii simultane a supapelor. Concluzia nu pare veridică, dacă este judecată prin prisma regimurilor de vîrf ale motorului. Dar, la sarcină și turație reduse, pe de o parte, masa de gaze de evacuare este mai mică, pe de altă parte, timpul de schimbare a gazelor se amplifică. Astfel, chiar dacă supapa de evacuare se închide în punctul mort interior, pistonul nu trebuie să efectueze un lucru mecanic suplimentar pentru evacuarea forțată a gazelor de ardere. Rămîne atunci că singura explicație posibilă a reducerii lui c_e, este aceea de natură cinetică.

Ca o confirmare a concluziei desprinse sînt și rezultatele prelucrării diagramei indicate (fig. 4).

Calculul gradului de dispersiune ciclică arată o creștere a lui δ cu 24,9%, prin anularea deschiderii simultare a supapelor și o micșorare cu 9,8% prin sporirea perioadei $\Delta\alpha_s$ de la 20° la 40°RAC, pentru n=2500 rot/min. Știut fiind faptul că diluarea amestecului cu gaze reziduale produce și instabilitatea la aprindere și deoarece regimul de funcționare a motorului a fost menținut riguros constant iar coeficientul excesului de aer λ a rămas practic același, reducerea gradului de dispersiune ciclică, la sporirea perioadei $\Delta\alpha_s$, ar trebui pusă tot pe seama micșorării mesei de gaze reziduale.

De altfel, modificarea concentrației substanțelor nocive din gazele de evacuare este în măsură să întărească concluzia, că reducerea lui c_e este datorată unei cauze de natură cinetică. Astfel, măsurările indică o reducere a concentrației de CO și HC, atît la n=1700 rot/min, cît și la n = 2500 rot/min (tab. 1), ceea ce este explicabil prin creșterea vitezei de reacție. Creșterea concentrației de NO_x cu sporirea lui $\Delta\alpha_s$ începînd la 0°RAC este explicabilă prin doi factori, unul fiind mărirea

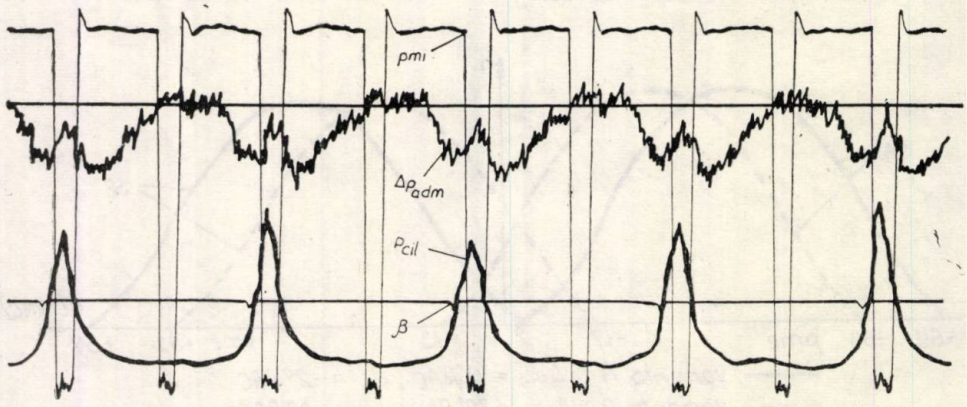


Fig. 4 Secvență din înregistrările pe hîrtie fotosensibilă :
p_{mi} — punctul mort interior ;
Δp_{adm} — depresiunea în galeria de admisiune ;
p_{cil} — presiunea în cilindru ;
β — avansul la producerea scînteii electrice.

vitezei de ardere, celălalt reducerea concentrației de gaze reziduale. Primul factor determină o sporire a presiunii și temperaturii fluidului motor și amplifică viteza reacțiilor care generează NO_x. S-a dovedit că prin recircularea de gaze arse se obține o reducere a concentrației de NO_x, ceea ce se explică prin influența fizică și cinetică pe care o exercită gazele reziduale asupra mecanismului Zeldovici. Reducerea concentrației de gaze reziduale trebuie să sporească concentrația de NO_x, ceea ce coincide cu măsurările efectuate. Emisiunea de NO_x prezintă un maxim înainte de $\Delta\alpha_s = 30°$RAC, fapt pentru care variațiile procentuale ale acestei

Valorile principalilor parametri de funcționare ai motorului cu fazele de distribuție prezentate în figura 3

Tabelul 1

Parametrul \ Varianta		Regimul 1 ; $n = 1.700$ rot/min			Regimul 2 ; $n = 2.500$ rot/min		
		A	B	Diferența în %	A	B	Diferența în %
C_e	$\frac{g}{KWh}$	412	380	-7,8	433	388	-10,4
P_e	KW	13,35	14,0	+4,9	16,0	18,9	+18,1
η_v	—	0,491	0,492	+0,2	0,470	0,494	+5,1
λ	—	0,96	0,98	+2,1	1,06	1,04	-1,9
NO_x	ppm	805	815	+1,2	2640	2730	+3,4
CO	%	0,585	0,545	-6,8	0,195	0,110	-43,6
HC	ppm	87	78,2	-9,8	210	188	-10,5

noxe, înscrise în tabelul 1 sînt foarte reduse.

Se constată că la mărirea perioadei $\Delta\alpha_s$, puterea crește (tab. 1), ceea ce s-ar pune pe seama creșterii randamentului indicat. Deoarece η_m a rămas practic constant în timpul încercărilor, iar λ a prezentat variații minore, rezultă $P_e \sim \eta_i \times \eta_v$. Faptul că, la $n = 1700$ rot/min η_v a rămas practic constant (tab. 1), permite să se afirme că, în acest regim de funcționare, sporirea puterii la creșterea perioadei $\Delta\alpha_s$ de la 0° la 30°RAC are loc doar pe seama îmbunătățirii randamentului indicat. Diferența dintre variația procentuală a consumului specific (7,8%) și a puterii efective (4,9%) se regăsește în modificarea ușoară (2,1%) a coeficientului excesului de aer λ (tab. 1). La $n = 2500$ rot/min, puterea efectivă crește cu 18,1% (tab. 1). Întrucît reducerea consumului specific de combustibil este de numai 10,4%, rezultă că creșterea trebuie pusă și pe seama sporirii coeficientului de umplere, ceea ce se confirmă experimental : la $n = 2500$ rot/min, η_v crește cu 5,1%. Suplimentar, o mică parte din creșterea procentuală a puterii (o zecime) se regăsește în reducerea minoră (1,9%) a lui λ.

Faptul că, la $n = 1700$ rot/min η_v este practic constant, iar la $n = 2500$ rot/min η_v a crescut cu 5,1% (tab. 1) se datorește unei postumpleri mai eficiente, determinată în al doilea caz de turația sporită a motorului, cu 47% mai mare față de primul caz. În ambele cazuri, după realizarea unui maxim, η_v începe să scadă în domeniul valorilor mari ale lui $\Delta\alpha_s$ și explică parțial reducerea lui NO_x. Înrăutățirea umplerii, la sporirea perioadei $\Delta\alpha_s$ peste o anumită valoare, trebuie pusă pe seama curgerilor inverse de amestec proaspăt prin supapa de admisiune, fenomen favorizat la $n = 1700$ rot/min de valoarea redusă a presiunii din galeria de admisiune ($\Delta p_{adm} = 240$ mmHg).

* * *

În concluzie, modificarea perioadei de deschidere simultană a supapelor, în regimurile de sarcini parțiale și turații reduse, este în măsură să ofere un avantaj interesant în exploatare, sub aspectul reducerii consumului specific de combustibil ca și al reducerii concentrației de substanțe nocive. Efectele obținute sînt determinate, în primul rînd, de creșterea eficienței procesului de ardere, prin reducerea masei de gaze arse recirculate în cilindrul motorului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Abaitancei, D.:* Cercetări asupra fenomenelor dinamice în procesul umplerii normale la motoarele cu ardere internă în patru timpi. Teză de doctorat. Institutul politehnic Brașov, 1969.

[2] *Agheev, I. K.:* Metodika i rezultati eksperimentalnogo issledovania po vîboru faz gazoraspredelenia bîstrohodnogo dvigatelea. In : sb. Avtotraktornîe dvigateli. M. „Mașinostroenie", 1968, p. 255—265.

[3] *Grunwald, B. Gheorghiu, V.:* Contribuții la studiul schimbului de gaze din motoarele cu ardere internă. Comunicare la Prima sesiune de comunicări tehnico-științifice a I.N.M.T. dedicată centenarului independenței naționale 1877—1977.

[4] *Grunwald, B., Saviuc, S., Gheorghiu, V.:* Controlul masei de gaze reziduale în regimuri de sarcină și turație reduse la motorul ARO L-25 prin modificarea fazelor de distribuție. Comunicare la Sesiunea de comunicări științifice a I.C.I.T.A., Pitești, 1—2 decembrie 1978.

[5] *Kosolapov, G. M.:* O metodike vîbora faz gazoraspredelenia. In : Avtomobilnaia promîșlennosti, 7, 1960, p. 21—23.

[6] *Laiok, V. V.*: Influenza dei parametri della distribuzione e della geometria del collettore di aspirazione sul riempimento dei cilindri dei motori a combustione interna a quattro tempi. In: A.T.A., 9, 1968, p. 485—494.

[7] *Muraviev, V. D., Karpenko, V. V.*: Podlor optimalnîh faz gazoraspredelenia avtomobilnîh V—obraznîh dvigatelei. In: Vopr. rasceta konstruir. i issled. avtomobilea. M. „Maşinostroenie", 1968, p. 7—20.

[8] *Paulmier, M. C.*: Distribution variable pour moteur a combustion interne a distribution par soupape. Effets sur les performances et ies emissions de gaz polluants a l'echappement. In: Ingenieurs de l'automobile, 6—7, 1974.

[9] *Saviuc, S.*: Metodologia cercetării experimentale de optimizare a duratei de deschidere simultană a supapelor. În: Revista transporturilor şi telecomunicaţiilor, 5, 1978.

[10] *Saviuc, S., Dumitrescu, V.*: Dispozitiv pentru optimizarea fazelor de presiunea de comunicare la sesiunea de comunicări ştiinţifice a Academiei Militare, Bucureşti, 16—17 noiembrie 1978.

[11] *Sevtov, P. P., Terski, B. K.*: Issledovanie rabotî gazorasppredelitelnogo mehanizma, pozvoliaiuscego izmeneati fazi na rabotaiuşcem dvigatele. In: Avtomob. promîşlennosti, 11, 1966, p. 3—6.

CZ : 621.431

Cercetări vizînd îmbunătăţirea geometriei unei camere de turbionare

Dr. ing. Nicolae **STOICA**, ing. Radu **ALBOTEANU**, dr. chim. Nistor **DINU**, dr. ing. Lucian **TEODORESCU**, ing. Milan **DINCA**, ing. Sergiu **BĂLOIU** — I.N.M.T. Bucureşti

Introducere

Economicitatea superioară a motorului cu aprindere prin comprimare, faţă de motorul cu aprindere prin scînteie, a condus la echiparea cu acest tip de motor a unui număr tot mai mare de autovehicule rutiere de mic litraj. La accentuarea acestei tendinţe, un rol de seamă l-a avut declanşarea actualei crize energetice.

Ca urmare a avantajelor sale (dependenţă redusă faţă de turaţie, sensibilitate redusă faţă de proprietăţile fizice ale combustibilului, economicitate satisfăcătoare, durabilitate ridicată, indice de fum coborît, cheltuieli mici în exploatare, etc.), motorul diesel cu cameră de ardere divizată se află în atenţia cercetărilor şi constructorilor de motoare, atunci cînd se pune problema realizării unor motoare rapide destinate să echipeze autoturisme.

În cele ce urmează, se prezintă camera de turbionare cercetată, influenţa pe care anumite elemente ale arhitecturii acestuia o au asupra proceselor energetice din motor, precum şi o discuţie asupra rezultatelor obţinute.

Camera de turbionare cercetată

Această cameră de ardere este formată dintr-o semicameră superioară **1** emisferică şi o semicameră inferioară tronconică **2**, prevăzută şi cu un canal de legătură **3** între camera de turbionare şi cilindru (fig. 1).

Pentru realizarea unui regim termic ridicat al semicamerei inferioare, constructiv, contactul acesteia cu chiulasa s-a redus cît mai mult posibil.

Experienţa de pînă acum arată că, în scopul micşorării pierderilor gazodinamice şi termice prin canalul de legătură, volumul camerei de turbionare trebuie să respecte un anumit procent din volumul total al camerei de ardere [1]. Acest lucru se realizează prin dimensionarea corespunzătoare a camerei de turbionare, precum şi prin practicarea unei

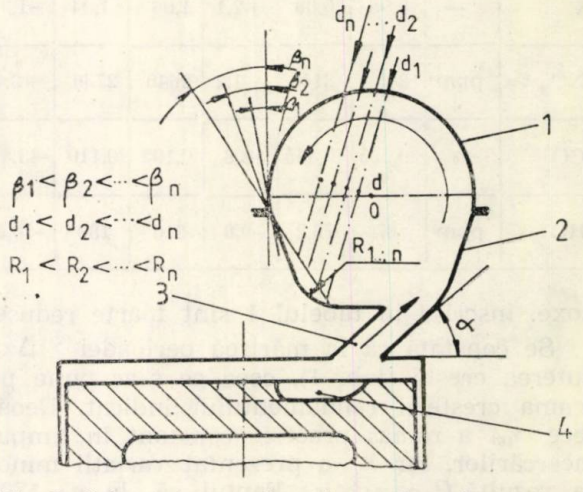


Fig 1 Schema camerelor de ardere încercate.

evazări speciale **4** în capul pistonului, care are şi rolul de a amplifica turbulenţa la expulzarea amestecului aprins din camera de turbionare în cilindru.

Prin modelarea pe calculator a proceselor de curgere din camera de turbionare, s-a încercat, pe de o parte, interpretarea unor rezultate obţinute în prezent pe plan mondial, iar, pe de altă parte, stabilirea unor dimen-

siuni optimizate de camere în vederea realizării lor în perspectivă. La baza analizei a stat relevarea unor camere de referință și determinarea valorilor corespunzătoare pentru raportul de turbionare și viteza de curgere prin canal.

În programul de calcul inițial, s-au considerat invarianți următoarele dimensiuni : înclinarea canalului α, secțiunea sa transversală și valoarea procentuală a volumului camerei de turbionare din volumul total al camerei de ardere. Parametrii variabili referitori la geometria camerei au fost : raza de racordare R dintre suprafața laterală a tronconului și baza sa mică și înclinarea generatoarei suprafeței laterale a tronconului față de verticală. Diversele valori luate în calcul au fost notate cu indici $1 \ldots n$.

Fără a pune problema unor rezultate spectaculoase, în cadrul încercărilor pe stand, s-a urmărit sensul de variație a unor performanțe ale motorului la modificarea acestor parametri. Mai mult decît atît, cercetările pe stand au urmărit și modul în care performanțele motorului sînt influențate de poziția injectorului față de centrul „0" al semicamerei superioare, poziție controlată prin diverse valori (afectate cu indici $1 \ldots n$) ale distanței d de la centrul „0", la direcția axei injectorului.

Încercările pe stand au fost efectuate pe un motor monocilindric rapid, de mică putere. În timpul încercărilor, temperaturile uleiului și a apei de răcire au fost menținute practic constante, în domeniul recomandat de standardele în vigoare. Simultan cu culegerea datelor, au fost ridicate diagramele de variație a presiunilor în camera de turbionare și în cilindru.

Rezultatele obținute

Rezultate teoretice. O analiză teoretică a proceselor de curgere din camerele de turbionare, cu rezultate mai puțin exacte în cazul turațiilor ridicate, specifice motoarelor actuale, se poate efectua utilizînd relațiile de calcul ale vitezei de curgere V, aerului prin canalul de legătură și raportului de turbionare Ω (raportul dintre turația vîrtejului de aer din cameră și turția motorului), ca funcții de unghiul de rotație a arborelui cotit. Aceste relații s-au stabilit pornind de la principiul conservării momentului cantității de mișcare [3], putînd oferi rezultate bune numai în condițiile în care diferența de presiune dintre camera de turbionare și cilindru este mică, lucru valabil pentru turații relativ coborîte. Cum la turații ridicate aceste diferențe de presiune cresc foarte mult, aplicarea acestor relații în cazul nostru conduce la obținerea unor rezultate eronate. Acceptînd, însă, că datele obținute nu reprezintă valori absolute, în condițiile în care evoluția aerului în camere este similară, aceste rezultate pot oferi, în ultimă instanță, un criteriu de apreciere comparativă a calităților gazodinamice a două camere.

În figura 2 se prezintă rezultatele obținute pe calculator, pentru camere de turbionare a motorului VW—GOLF și pentru varianta standard a camerelor cercetate de autori.

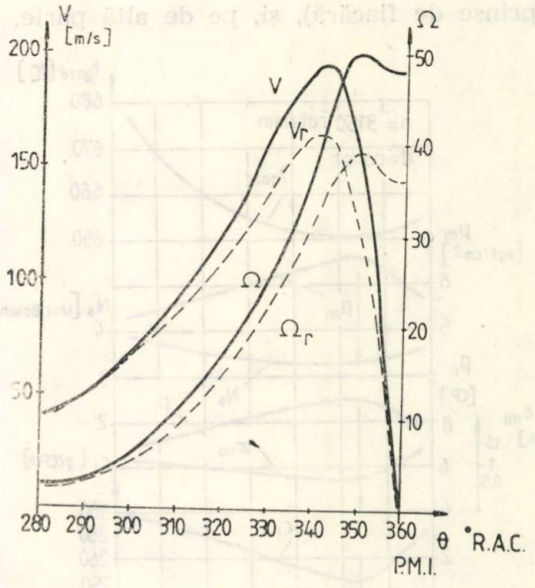


Fig. 2 Variația vitezei de curgere a aerului prin canal și a raportului de turbionare pentru camera VW—GOLF (V_r și Ω_r) și pentru o cameră din grupa celor cercetate (V și Ω).

Se constată, de la bun început, diferențele relativ mari ce există, în mod deosebit, între valorile celor două rapoarte de turbionare, lucru care se poate interpreta și prin performanțele diferite obținute cu cele două motoare.

Modificarea înclinării generatoarei tronconului și a razei de racordare contribuie, în foarte mică măsură, la variații semnificative ale valorii raportului de turbionare, precizat prin analiza teoretică, motiv pentru care, în scopul cercetării influenței pe care aceste modificări le au asupra performanțelor motorului, se impun cu necesitate încercările pe stand.

Rezultate de laborator. Menținînd parametrul d constant (fig. 1), s-a urmărit nu nivelul, ci tendința de variație a performanțelor motorului, modificînd pe rînd unul din parametrii β și R, pînă cînd au fost obținute cele mai bune rezultate, cărora le-a corespuns o pereche de valori (β, R). Procedeul a fost repetat pentru un alt d, obținînd o altă pereche de valori (β, R), ș.a.m.d. Cercetarea a început pentru valoarea cea mai mare a lui

d, constatîndu-se că, indiferent de valorile lui β și R, rezultatele se înrăutățesc la valori ale lui d mai mici.

Deplasarea injectorului (distanțele $d_1 < d_2 < \ldots < d_n$; fig. 1) către periferia camerei de turbionare provoacă formarea unor dozaje bogate în această zonă. Din acest motiv arderea este favorizată, pe de o parte, de către trecerea aerului de la centru către periferie (ca urmare a reducerii densității porțiunilor cuprinse de flacără), și, pe de altă parte, de

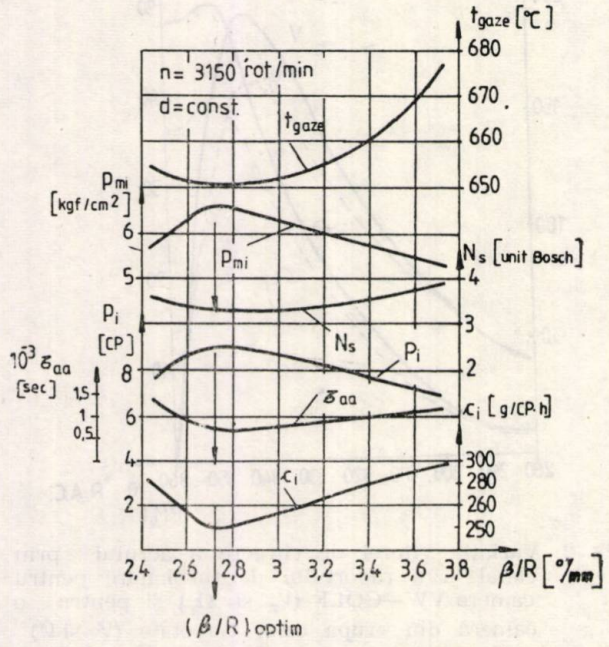


Fig. 3 Variația performanțelor motorului cu raportul β/R la turația de 3150 rot/min.

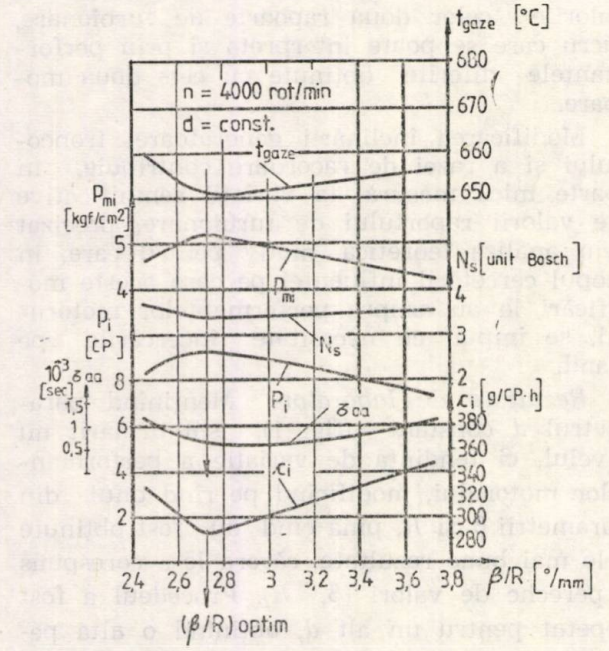


Fig. 4 Variația performanțelor motorului cu raportul β/R la turația de 4000 rot/min.

către trecerea unui amestec bogat în cilindru (cînd curgerea gazelor are loc în acest sens), unde se produce amestecarea termică a aerului din cilindru cu flacăra [2].

Creșterea parametrului d_n este limitată atît constructiv (de către tangenta la semicamera superioară), cît și energetic (de către depunerile de combustili pe perete).

Pentru valoarea $d = d_n$ și pentru turațiile de 3150 și 4000 rot/min, se prezintă în figurile 3 și 4 variația cu raportul β/R a următoarelor mărimi :

— temperatura gazelor de ardere, t_{gaze} ;
— presiunea medie indicată, p_{mi} ;
— indicele de fum, N_s ;
— puterea indicată, P_i ;
— perioada de întîrziere la autoaprindere, $\tau_{a\,a}$;
— consumul specific indicat de combustibil, c_i

Se observă că la ambele turații, pentru aceste camere de turbionare (cu partea inferioară tronconică), performanțele motorului ating un nivel maxim la o anumită valoare a raportului β/R (fig. 3 și 4) notat $(\beta/R)_{optim}$.

Influența geometriei camerei de turbionare asupra procesului de ardere se manifestă prin intermediul unor elemente ca :

— compactitatea camerei de ardere ;
— transferul de căldură ;
— mișcarea amestecului în camera de ardere.

De aceste elemente determinate de către arhitectura camerei de turbionare depind :

— mărimea perioadei de întîrziere la autoaprindere ;
— modul de variație a presiunii în camera de turbionare și în cilindru ;
— nivelul solicitărilor mecanice ;
— mărimea indicelui de fum ;
— randamentul arderii ;
— compoziția gazelor de ardere.

Variația parametrilor β și R conduce la modificări ale arhitecturii camerei de turbionare, iar îmbunătățirea performanțelor motorului, la o anumită valoare a raportului β/R, trebuie privită ca un rezultat al interacțiunii favorabile a influențelor pe care această arhitectură le are asupra proceselor enegetice din motor.

Din figurile 3 și 4 se observă că, la ambele turații încercate, perioada de întîrziere la autoaprindere τ_{aa} atinge un minim la raportul $(\beta/R)_{optim}$. Pînă la acest raport τ_{aa} scade, iar performanțele motorului se îmbunătățesc din următoarele motive :

— arderea este mai avantajos situată în zona de turbulență maximă ;

— în această zonă arderea este apropiată de arderea izocoră, deci randamentul termic este ridicat ;

— cresterea randamentului termic conduce și la un spor de lucru mecanic, deci la un spor de putere ;

— este posibil ca, la această valoare a lui τ_{aa} cantitatea de combustibil injectat în flacără să nu fie prea mare.

Peste valoarea lui $(\beta/R)_{optim}$ perioada de întîrziere la autoaprindere crește, iar performanțele motorului se înrăutățesc, în principal ca urmare a deplasării arderii în destindere, precum și a procesului de disociere.

Pentru camerele de turbionare încercate, la valori ale raportului β/R mai mici decît ale lui $(\beta/R)_{optim}$, semicamera inferioară tinde să devină cilindrică, fapt ce conduce la dezorganizarea turbionului, la reducerea compactității camerei de turbionare și deci la creșterea perioadei de întîrziere la autoaprindere, ca urmare a unor pierderi mai mari de căldură. Pentru cazul $\beta/R = (\beta/R)_{optim}$, camera de turbionare se apropie cel mai mult de o formă sferică, deci față de celelalte variante încercate ea are compactitatea cea mai mare și cea mai bună organizare a turbionului. Pentru valori β/R mai mari decît $(\beta/R)_{opt}$ la camere de turbionare cercetate se produce, pe de o parte, o decompactizare a camerei și, pe de altă parte, din cauza razelor mici de racordare, se creează la partea inferioară a semicamerei 2 o zonă de acumulare de combustibil nears și cu o turbionare slabă, fapt ce conduce la reducerea performanțelor motorului.

Concluzii

Rezultatele cercetărilor efectuate pentru punerea la punct a unui motor diesel prevăzut de turbionare au scos în evidență o serie de aspecte referitoare la arhitectura camerei de ardere, cît și, legat de aceasta, la posibilitatea îmbunătățirii proceselor de formare a amestecului și de ardere, prin amplasarea judicioasă a injectorului în cameră.

S-a găsit astfel că, pentru o anumită cameră de turbionare, există o valoare optimă a raportului dintre unghiul de înclinare a peretului lateral al camerei inferioare și raza de racordare dintre acest perete și fundul camerei pentru care performanțele motorului trec printr-un maxim. Creșterea raportului β/R are influență diferențiată asupra performanțelor motorului, în special asupra regimului termic; la turații joase, creșterea raportului β/R conduce la o creștere relativ accentuată a temperaturii gazelor (t_{gaze}). Acest efect este mult redus odată cu creșterea turației (fig. 3—4). De asemenea, creșterea performanțelor motorului este dictată de amplasarea injectorului spre extremitatea camerei de ardere, pînă cînd apar limitările de natură constructivă și termică. Apropierea injectorului de peretele exterior al camerei facilitează într-o măsură mai mare desfășurarea procesului de ardere pelicular a combustibilului, fapt care avantajează această arhitectură de cameră de ardere.

Aceste constatări, care își găsesc o explicație fenomenologică corespunzătoare, vin să confirme o parte din elementele teoretice deja menționate referitoare la camerele de turbionare.

În același timp, prin modelarea proceselor de curgere a aerului prin cameră, s-a putut obține o serie de date, cu ajutorul cărora, plecînd de la camera de ardere tip COMET V, să se poată stabili dimensiunile principale ale noii camere, în condițiile menținerii — în limite apropiate — principalilor parametri gazodinamici.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Grünwald, B.*: Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici, ediția 1-a, București, pag. 444.

[2] *Grünwald, B.*: Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, ediția a 2-a, București, pag. 272.

[3] *Kowalewicz, A.*: Systemy spalania szybkoobrotowych tokowych silników spalinowych, Warșovia 1980, pag. 196.

CZ : 621.431

Preocupări privind corelația dintre motorul cu aprindere prin compresie, de putere medie, supraalimentat, și combustibilul diesel-marin

Ing. Sergiu **BALOIU**, dr. ch. Dinu **NISTOR**, ing. Liviu **LUȚA**, ing. Puiu **TOTHEZAN** — I.N.M.T. București
Prof. dr. ing. Berthold **GRÜNWALD** — Institutul Politehnic București

În vederea extinderii gamei de utilizare a diferitelor sorturi de combustibil obținute prin distilarea țițeiurilor, o serie de studii efectuate în țară și pe plan mondial au confirmat necesitatea unei riguroase corelări a calității combustibilului cu specificul tipodimensiunii de motor și al camerei de ardere la care se utilizează.

Pentru cercetarea corelației dintre tipul camerei de ardere și sortul de combustibil, s-a folosit un motor monocilindric, datorită facilităților de care dispune privind posibilitățile de instrumentare reglare și simulare.

Corelația dintre sortul de combustibil și tipul camerei de ardere s-a cercetat pe baza parametrilor indicați, rezultați din prelucrarea diagramei indicate pe calculator ; gradul de încercare a motorului s-a precizat prin intermediul presiunii medii efective p_e. Regimul funcțional a fost definit la două turații (n), diferite. S-a admis că solicitările mecanică și termică se mențin la același nivel mediu, dacă puterea litrică a motorului (produsul $p_e \cdot n$) rămîne neschimbată.

Motorul monocilindric a fost echipat, succesiv, cu o cameră unitară cu distribuția combustibilului în volum, cu o cameră de ardere împărțită cu compartiment separat de preardere (antecameră), și cu o cameră de ardere împărțită cu funcționare intermitentă — model original [2, 4].

Studiul comparativ al calității procesului de ardere se face utilizînd parametrii definitorii precizați în tabelul 1.

Cercetarea influenței naturii combustibilului asupra principalilor parametri ce determină nivelul calitativ al arderii în motor s-a efectuat în condițiile funcționării motorului, la două regimuri apropiate (regimurile 1, 3 și 2, 4) :

— $n = 1200$ rot/min și $p_n = 9{,}65$ kgf/cm^2 ;
— $n = 1500$ rot/min și $p_e = 10{,}34$ kgf/cm^2 ;

Măsurările s-au făcut pentru aceste două regimuri, în condițiile echipării motorului cu o cameră de ardere împărțită, cu compartiment separat de preardere (antecameră) a combustibilului diesel-marin (D.M.) și a sortului de motorină —15 A (tabelul 1).

Pentru ilustrarea fenomenului studiat, în figura 1 se prezintă diagrama indicată, ridicată pe calculator, corespunzătoare regimului 2 (tabelul 1) care include variația presiunii în antecameră, în camera principală, cursa acului injectorului și curba de compresie în funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit (°R.A.).

Întrucît cursa acului definește cu exactitate începutul injecției, iar suprapunerea curbei de compresie peste curba de ardere ne dă posibilitatea de a determina momentul declanșării arderii rapide (sau momentul desprinderii) se va stabili experimental pentru fiecare regim în parte — consultînd imprimantele obținute de la calculator — durata întîrzierii la declanșarea arderii rapide sau la autoaprindere. Ceilalți parametrii ce fac obiectul tabelului 1 au fost de asemenea prelucrați pe calculator.

Comparînd regimurile 2 și 4 (identice ca nivel de solicitare, diferind numai prin natura combustibilului) se remarcă la regimul 4 o creș-

Parametrii indicați

Tabelul 1

Tipul camerei de ardere	Regimul de funcționare n [rot/min] / p_e [kgf/cm^2]	Tipul combustibilului	Numărul regimului	p_z [kgf/cm^2]	α_z [°RA]	$\dot{p}_{max,\,cil}$ [kgf/cm^2 °RA]	$\dot{\alpha}_{cil}$ [°RA]	α_j [°RA]	α_d [°RA]	h_a [mm]	$\Delta\alpha_j$ [°RA]	p_{za} [kgf/cm^2]	α_a [°RA]	$\dot{p}_{max,\,a}$ [kgf/cm^2 °RA]	$\dot{\alpha}_a$ [°RA]	$\Delta\alpha_d$ [°RA]
CI	1200 / 9,65	-15A	1	80,6	362	3,55	360	345	356	0,88	31	79,3	366	4,36	355	12
CI	1500 / 10,30	-15A	2	104,2	367	2,90	364	347	351	1,11	31	180,6	369	4,19	356	5
CI	1200 / 9,65	DM	3	78,5	363	3,57	359	344	356	0,88	33	76,7	367	4,02	354	13
CI	1500 / 10,30	DM	4	99,4	367	2,66	361	346	351	1,03	36	95,2	369	4,27	354	6
CI	1200 / 12,40	DM	5	97,8	365	3,91	358	342	355	0,90	33	99,9	373	4,62	354	13
CU			6	152,3		9,72										
CI	1500 / 6,21	-15A	7	109,5	367	4,35	364	347	353	0,99	26	108,7	369	5,41	355	7
CII		DM	8	107,3		7,34						—				
CU			9	140,5		13,34						—				
CI	1500 / 6,21	DM	10	107,3	366	3,57	363	346	354	0,90	27	105,1	370	4,93	354	9

tere sensibilă a duratei injecției (17%) ca urmare a modficării proprietăților fizice ale combustibilului. Comparînd regimurile 1 cu 2 și 3 cu 4, regimuri de funcționare la turații

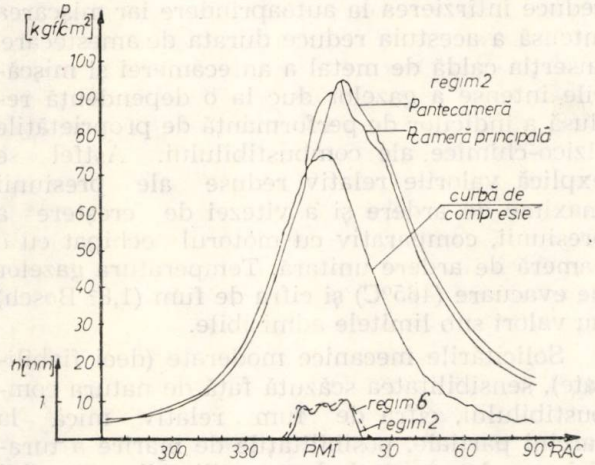


Fig. 1 Diagramă indicată ridicată în condițiile funcționării motorului echipat cu o cameră de ardere împărțită avînd compartiment separat de predare la $n = 1500$ rot/min și $p_e =$ $= 10{,}34$ kgf/cm².

diferite în condițiile utilizării aceluiași tip de combustibil (motorină —15 A, respectiv combustibil D.M.) se remarcă o scădere a întîrzierii la autoaprindere cu creșterea turației. Sporirea turației determină o creștere a regimului termic al motorului, o reducere a pierderilor de căldură prin pereți (crește temperatura din momentul declanșării injecției) și o ameliorare sensibilă a calității pulverizării, acționîndu-se astfel favorabil atît asupra componentei fizice a întîrzierii la autoaprindere cît și asupra celei chimice. Fenomenul se manifestă la fel de intens pentru ambii combustibili.

Comparînd regimurile 2 cu 7 (pentru motorină —15 A) și 4 cu 10 (pentru combustibilul D.M.) se remarcă o creștere sensibilă și comparabilă a întîrzierii la autoaprindere cu scăderea sarcinii corelată cu o mărire a vitezei de creștere a presiunii cu scăderea sarcinii (de la 2,9 la 4,35 respectiv de la 2,66 la 3,57 kgf/cm²°RA). Odată cu scăderea sarcinii se reduce temperatura din momentul injecției datorită scăderii cantității de căldură degajată pe ciclu, rezultînd creșterea întîrzierii la autoaprindere. Injectîndu-se o cantitate mai mică de combustibil, durata injecției scade (de la 31 la 26°RA, respectiv de la 36 la 27°RA), remarcîndu-se scăderi mari pentru combustibilul diesel-marin.

După studierea comparativă a efectelor celor doi combustibili asupra camerei de ardere divizate, s-a urmărit influența tipului camerei de ardere în condițiile utilizării aceluiași combustibil.

În figura 2 se prezintă comparativ diagramele indicate și cursa acului ridicate pe motorul echipat cu o cameră de ardere împărțită (regimul 5) și pe motorul echipat cu o cameră de ardere unitară (regimul 6) la turația de 1200 rot/min. și presiunea medie efectivă de 12,41 kgf/cm². Se remarcă faptul că pentru același nivel de încărcare (p_e și turație) motorul cu o cameră de ardere unitară atinge o presiune maximă de ardere de 152,3 kgf/cm² și o viteză de creștere a presiunii de 9,72 kgf/cm²°RA față de 97,7 kgf/

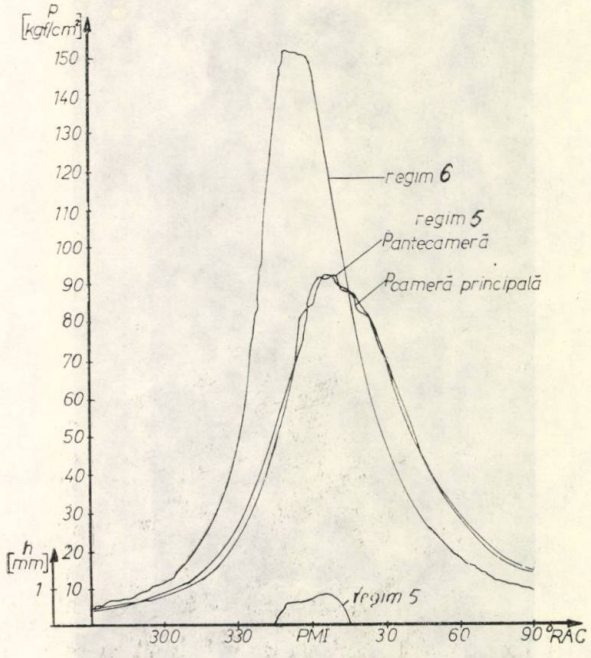


Fig. 2 Diagramă indicată comparativă ridicată la turația de 1200 rot/min și $p_e = 12{,}41$ kgf/cm², pentru motorul echipat cu o cameră unitară (regim 6) și cu o cameră de ardere împărțită (regim 5).

cm² și respectiv 3,9 kgf/cm²°RA. la motorul echipat cu o cameră de ardere împărțită cu compartiment separat de preardere.

Întrucît funcționarea motorului echipat cu cele două camere de ardere a avut loc cu combustibil diesel-marin, se remarcă sensibilitatea camerei de ardere unitare la calitatea combustibilului. Modificarea proprietăților fizice-vîszitatea, tensiunea superficială-influențează calitățile de pulverizare care sînt esențiale pentru motorul echipat cu camera de ardere unitară și afectează componența fizică a întîrzierii la autoaprindere. Scăderea cifrei cetanice caracteristică a combustibililor grei, duce la creșterea componentei chimice a întîrzierii la autoaprindere, iar creșterea vîscozității generează creșterea componentei fizice a acesteia.

Ca urmare a creșterii întîrzierii la autoaprindere au rezultat presiuni mari de ardere,

viteze mari de creştere a presiunii, deci un mers dur, corelat cu creşterea solicitărilor mecanice care generează scăderea fiabilităţii.

Un alt efect negativ al camerei de ardere unitare generat de fenomenul arderii violente a amestecurilor preformate este creşterea cifrei de fum (6,3° Bosch), a temperaturii gazelor de evacuare (800°C) şi a intensificării formării depozitelor în camera de ardere. În figura 3 se prezintă pulverizatorul unui injector după 100 de ore de funcţionare ; se remarcă depu-

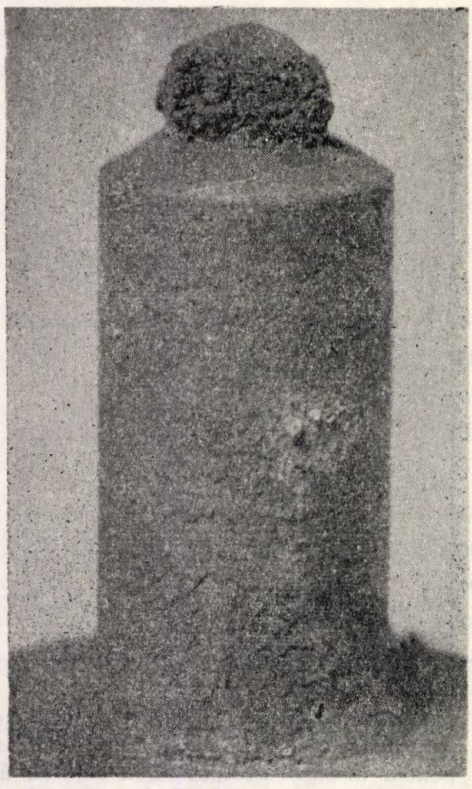


Fig. 3 Pulverizator după 100 de ore de funcţionare cu combustibil diesel-marin.

nerile carbonoase din jurul orificiilor acestuia, rezultate în urma creşterii temperaturii medii de fierbere şi a conţinutului de sulf din combustibil.

Sub aspectul principiului de funcţionare, camerele împărţite realizează trei avantaje : limitează arderea violentă la compartimentul separat ; generează o mişcare a fluidului motor de mare energie ; încălzeşte fluidul motor în cursa de comprimare.

Declanşîndu-se arderea în compartimentul separat, viteza de creştere a presiunii şi presiunea maximă de ardere nu se transmit direct asupra pistonului.

Mişcarea intensă a fluidului motor intensifică amestecarea aerului cu combustibilul promovînd în cilindru arderea difuzivă astfel că presiunile maxime de ardere din acesta ating valori moderate. În acest fel se obţine o diminuare a solicitărilor mecanice zgomotelor şi trepidaţiilor, cu efecte pozitive asupra fiabilităţii.

Încălzirea intensă a fluidului motor (şi a combustibilului) în compartimentul separat reduce întîrzierea la autoaprindere iar mişcarea intensă a acestuia reduce durata de amestecare. Inserţia caldă de metal a antecamerei şi mişcările intense a gazelor duc la o dependenţă redusă a indicilor de performanţă de proprietăţile fizico-chimice ale combustibilului. Astfel se explică valorile relativ reduse ale presiunii maxime de ardere şi a vitezei de creştere a presiunii, comparativ cu motorul echipat cu o cameră de ardere unitară. Temperatura gazelor de evacuare (465°C) şi cifra de fum (1,8° Bosch) au valori sub limitele admisibile.

Solicitările mecanice moderate (deci fiabilitate), sensibilitatea scăzută faţă de natura combustibilului, cifra de fum relativ mică la sarcini parţiale, posibilităţile de mărire a turaţiei, au dus la extinderea utilizării motorului cu aprindere prin compresie cu cameră de ardere împărţită. A rămas totuşi un dezavantaj principal al acestuia faţă de motorul cu cameră de ardere unitară : pierderile gazodinamice mari în zona canalului de legătură, datorită vitezelor superioare de curgere.

Raportul între aria secţiunii minime a canalului de legătură A_0 şi aria secţiunii transversale a cilindrului A_D este cuprins între 0,2+ +1%. Din ecuaţia continuităţii :

$$W_0 A_0 = W_p A_D$$

şi în ipoteza simplificatoare că fluidul motor este incompresibil, viteza de curgere prin orificii W_0 este de 100 de ori mai mare decît viteza W_p a pistonului. Camera de ardere folosită în experiment dezvoltă (la turaţia de 1500 rotaţii pe minut) o viteză $W_{0\max} = 1964{,}5$ m/s.

Pierderile gazodinamice, ca şi pierderile de căldură, mai mari din cauza mişcărilor intense şi a suprafeţelor sporite de cantact, afectează negativ randamentul ciclului şi — în particular — consumul de combustibil, care este mai mare la motorul cu cameră de ardere împărţită, faţă de motorul cu cameră de ardere unitară.

Pentru a înlătura acest dezavantaj creat de pierderile gazodinamice din canalul de legătură, s-a realizat o cameră de ardere împărţită, cu funcţionare intermitentă, originală (fig. 4), care generează o mişcare intensă a fluidului motor, numai cînd pistonul se deplasează în zona punctului mort interior [2, 4].

Camera de ardere originală are următoarele particularităţi :

— realizează un compartiment de ardere de volum şi formă variabile în partea centrală a cilindrului ;

— micşorează distanţa ce trebuie parcursă de fluidul motor, expulzat din compartimentul central sub forma unei pînze conice, fluid motor format dintr-un amestec de combustibil, aer şi gaze arse, datorită poziţiei centrale a compartimentului şi a canalului de legătură inelar ;

— profilează, ca un difuzor convergent-divergent, canalul de legătură, ceea ce duce la micşorarea pierderilor locale gazodinamice ;

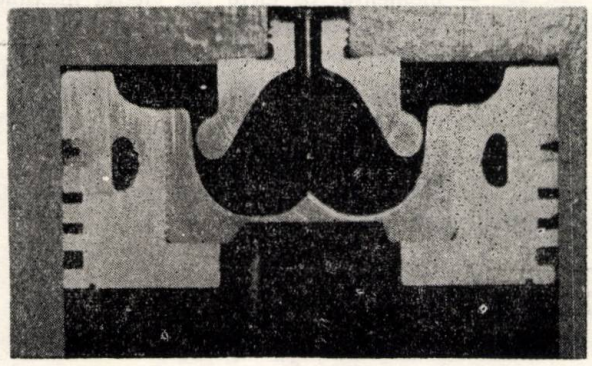


Fig. 4 Camera de ardere împărţită intermitent secţionată după un plan conţinînd axa longitudinală a cilindrului.

— formează intermitent şi progresiv canalul de legătură, numai cînd pistonul se deplasează în zona punctului mort interior, ceea ce reduce lucrul mecanic de compresie şi sporeşte randamentul ciclului ;

— realizează cu uşurinţă un amestec bogat în zona canalului inelar de legătură, condiţie imperios necesară pentru o bună desfăşurare a procesului de ardere ;

— arderea în compartimentul separat produce de la început lucru mecanic, întrucît presiunea gazelor se exercită asupra pistonului (spre deosebire de camera divizată clasică) ;

— odată cu declanşarea arderii, viteza de creştere a presiunii şi presiunea maximă de ardere se transmit asupra pistonului, pe o suprafaţă micşorată la nivelul a 20% din suprafaţa acestuia (faţă de camera unitară care preia aceste solicitări mecanice pe toată suprafaţa pistonului) ;

— peretele superior, care delimitează compartimentul separat, are pierderi de căldură mai mici decît o antecameră, datorită suprafeţei de contact cu peretele chiulasei (mult micşorate) ; el păstrează efectul pozitiv al inserţiei calde, cu un consum energetic mai mic.

În figura 5 se prezintă diagramele indicate comparative pentru acelaşi nivel de încărcare (presiunea medie efectivă $p_e = 6{,}27$ kgf/cm^2), în condiţiile funcţionării motorului echipat cu o cameră de ardere unitară, cu distribuţia combustibilului în volum (regim 9), cu o cameră de ardere împrăţită cu funcţionare intermitentă (regim 8) şi cu o cameră de ardere împărţită avînd compartiment separat de preardere (regim 10).

Se remarcă apropierea presiunii maxime de ardere, dezvoltată în camera de ardere împărţită cu funcţionare intermitentă, de aceea dezvoltată în motorul cu antecameră ($p_z = 102$ kgf/cm^2). Acelaşi lucru se poate spune şi despre temperatura gazelor de evacuare care este mai mică — la camera de ardere originală — decît la motorul echipat cu cameră unitară şi este apropiată de cea a motorului echipat cu antecameră.

În această etapă a cercetărilor, s-a reuşit să se asigure — la camera de ardere originală — o scădere a solicitărilor mecanice şi termice la nivelul motorului cu antecameră, asigurînd o fiabilitate comparabilă.

Investigarea proceselor ce au loc în camera de ardere, în vederea studierii interdependenţei reciproce dintre combustibil şi motor, presupune utilizarea — pe lîngă parametrii efectivi — a parametrilor indicaţi, obţinuţi prin intermediul sistemelor automate de achiziţie şi prelucrare a datelor, singurele în măsură să ilustreze — cu acurateţea necesară — complexitatea fenomenelor ce se desfăşoară pe parcursul arderii.

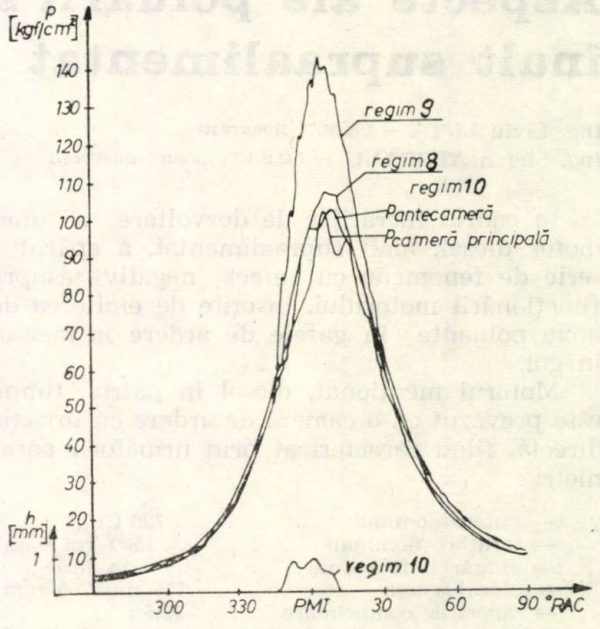


Fig. 5 Diagrame indicate comparative ridicate la $p_e = 6{,}27$ kgf/cm^2, în condiţiile funcţionării motorului echipat cu o cameră de ardere unitară (regim 9), cu o cameră de ardere împărţită avînd caracter intermitent (regim 8) şi cu o cameră de ardere împărţită avînd compartiment separat de preardere (regim 10).

Concluzii

Motorul echipat cu o cameră de ardere împărțită, cu compartiment separat de preardere, este mai puțin sensibil la schimbarea alimentării cu combustibil diesel-marin, decît în varianta echipării cu o cameră unitară.

Motorul echipat cu o cameră de ardere originală, alimentat cu combustibil diesel-marin, se comportă ca în cazul echipării cu o cameră divizată cu compartiment separat de preardere și are rezerve de îmbunătățire pe parcursul optimizării, datorită avantajelor constructiv-funcționale ale acesteia.

Utilizarea combustibilului diesel-marin la motoarele cu aprindere prin compresie presupune o cercetare prealabilă minuțioasă, pentru fiecare tipodimensiune de motor și cameră de ardere, întrucît apar creșteri ale solicitărilor mecanice și termice care afectează negativ fiabilitatea (cu pondere mai mare la motoarele avînd cameră unitară).

NOTAȚII

CI — cameră de ardere împărțită ;
CU — cameră de ardere unitară ;
CII — cameră de ardere împărțită intermitent ;
p_z/p_{za} — presiunea maximă în cilindru/antecameră ;
α_z/α_{za} — momentul pe ciclu al presiunii maxime p_z/p_{za} ;
$p_{max,\,cil/a}$ — viteza maximă de creștere a presiunii în cilindru/antecameră ;
$\alpha_{cil/a}$ — momentul pe ciclu al vitezei maxime de creștere a presiunii în cilindru/antecameră ;
α_j — momentul declanșării injecției ;
α_d — momentul declanșării arderii rapide ;
h_a — înălțimea de ridicare a acului ;
$\Delta\alpha_j$ — durata injecției ;
$\Delta\alpha_d$ — întîrzierea la declanșarea arderii rapide (autoaprindere) în cilindru.

CZ : 621.436

Aspecte ale poluării specifice motorului diesel, înalt supraalimentat

Ing. Liviu **LUȚA** — I.N.M.T. București
Ing. Ștefan **ALBEANU** — I.C.S.I.T. „Faur" București

În cadrul lucrărilor de dezvoltare a unui motor diesel, înalt supraalimentat, a apărut o serie de fenomene cu efect negativ asupra funcționării motorului, însoțite de emiterea de noxe poluante în gazele de ardere la mersul în gol.

Motorul menționat, diesel în patru timpi, este prevăzut cu o cameră de ardere cu injecție directă, fiind caracterizat prin următorii parametri :

— putere nominală . . . . 720 CP ;
— turația nominală . . . 1500 rot/min ;
— numărul de cilindri . . . 6 în linie ;
— alezaj/cursa . . . . . 175 mm/205 mm ;
— raport de comprimare . . 13,5 ;
— presiunea medie efectivă . 14 ; 6 kgf/cm² ;
— presiunea de supralimentare 1,25 kgf/cm² ;
— fum . . . . . 1,5 unități Bosch

Diagrama indicată a motorului la regimul nominal este prezentată în figura 1.

În exploatarea motorului, în special în perioada de iarnă, au fost semnalate fenomene indicînd funcționarea corectă a motorului la mersul în gol și anume :

— apariția unui fum albăstrui sau alb, cu miros iritant la mersul în gol ;

— formarea de depuneri (pe traseul de evacuare) conținînd cocs, lacuri și gome asfaltice, care după 3000—4000 ore exploatare au afectat buna funcționare a motorului.

Fenomenele menționate sînt cunoscute și analizate în literatura de specialitate [1, 2], fiind generate de arderea incompletă a combustibilului la mersul în gol. În cazul de față arderea incompletă este generată de un cumul de cauze și anume :

— regimul termic coborît al motorului datorită raportului de comprimare redus ;

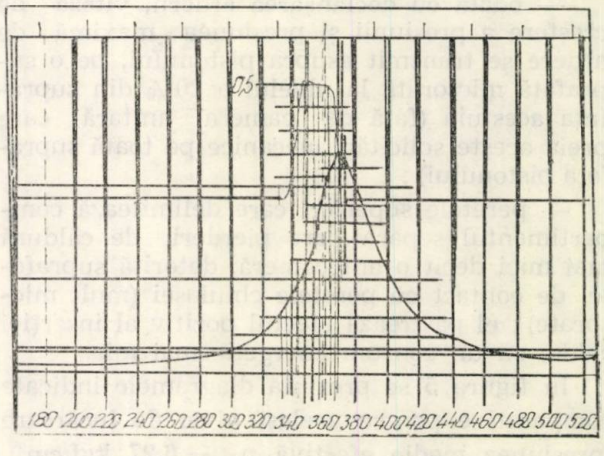


Fig. 1 Diagrama indicată la regimul nominal.

— calitatea necorespunzătoare a injecției cantității reduse de motorină necesară la mersul în gol ;

— dispersia funcționării sistemului de injecție la debite mici.

Caracterul aleatoriu al arderii, desfășurarea ei incorectă la mersul în gol, precum și calitatea nesatisfăcătoare a injecției sînt prezentate

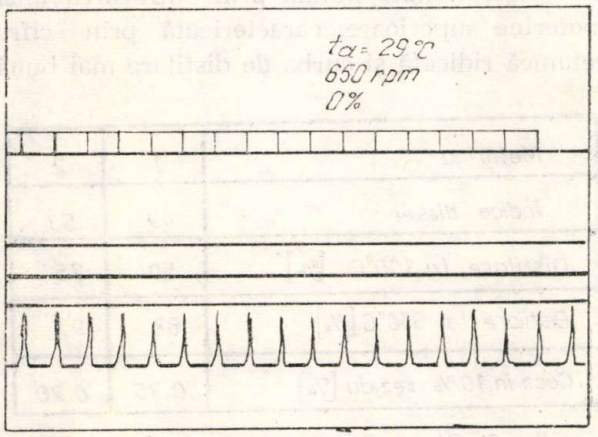


Fig. 2 Dispersia ciclurilor la mersul în gol, n = = 650 rot/min.

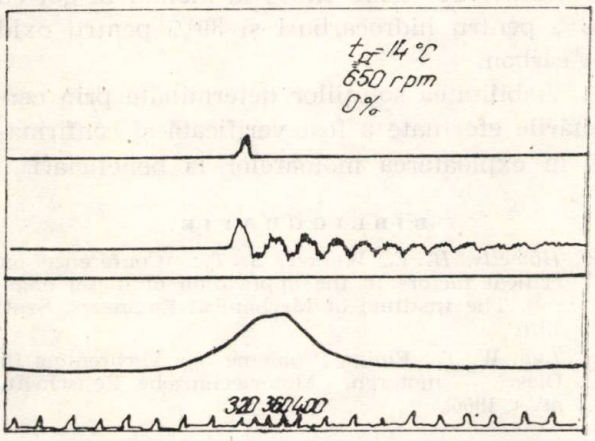


Fig. 3 Diagrama indicată, ciclu fără ardere, la mersul în gol, n = 650 rot/min.

în diagramele din figurile 2 și 3, în care se observă dispersia importantă a ciclurilor, ajungînd pînă la cicluri fără ardere.

Pentru eliminarea fenomenelor semnalate, au fost efectuate o serie de cercetări vizînd determinarea limitelor de funcționare stabilă a camerei de ardere și a mijloacelor de realizare a condițiilor necesare.

În acest scop s-a efectuat o serie de cercetări, care au urmărit determinarea efectului dinamic al creșterii turației prin creșterea presiunii de compresie, îmbunătățirea injecției, în paralel cu creșterea pierderilor mecanice ale motorului. S-a constatat o îmbunătățire relativ redusă a arderii, arderea stabilă apărînd de la turații de peste 1200 rot/min (fig. 4). În paralel, s-a urmărit efectul temperaturii de admisie a aerului, constatîndu-se o îmbunătățire sensibilă a arderii numai la temperaturi ridicate, peste 60°C (fg. 5), a căror realizare practică necesită mijloace auxiliare importante. Un bun control asupra arderii la mersul în

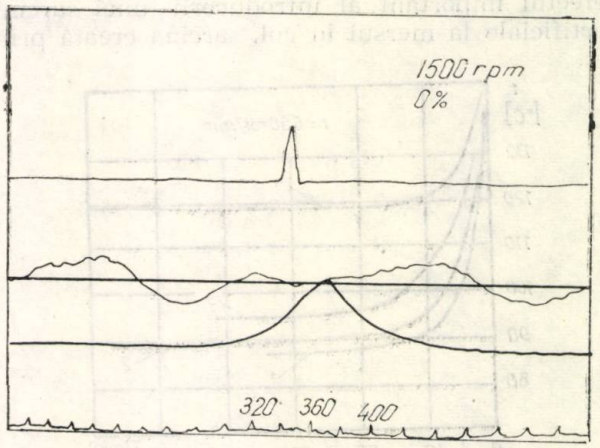


Fig. 4 Diagrama indicată, ciclu cu ardere, la mersul în gol, n = 1500 rot/min

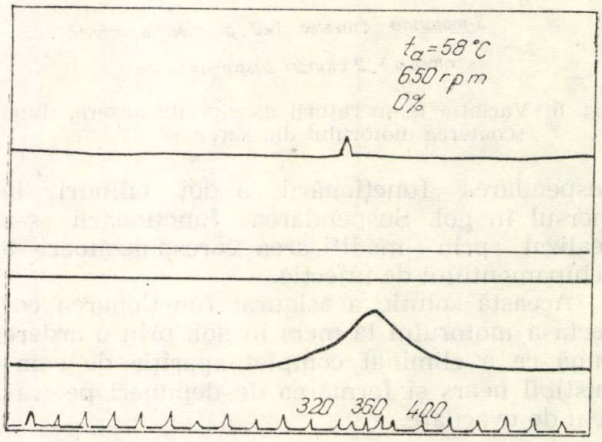


Fig. 5 Diagrama indicată, ciclu cu ardere, la mersul în gol, n = 650 rot/ min, temperatura aerului t = 60 C.

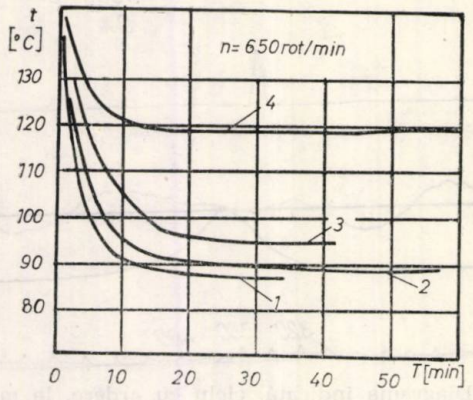
gol s-a obținut prin creșterea raportului de comprimare la valori de peste 15,5 împreună cu modificarea presiunii de injecție ; soluția a fost abandonată datorită deteriorării funcționării motorului în sarcină.

În baza cercetărilor efectuate, s-a concluzionat ca soluționarea problemei, în limitele practic posibile, consta în crearea unei sarcini artificiale la mersul în gol, în parelel cu utilizarea unei motorine cu caracteristici superioare. Cercetările anterioare au permis stabilirea unor criterii obiective de apreciere a desfășurării arderii, în baza parametrilor exteriori ai motorului și anume :

— variația în timp a temperaturii gazelor de ardere la mersul în gol, după scoaterea din sarcină a motorului, și valoarea stabilizată a acesteia ;

— cantitatea de motorină nearsă, colectată la ieşirea din tubulatura de evacuare ;
— compoziţia gazelor de ardere.

Curbele de variaţie a temperaturii gazelor de ardere, prezentate în figura 6, arată clar efectul important al introducerii unei sarcini artificiale la mersul în gol, sarcină creată prin



1-motorina 1
2-motorina amestec 1+2
3-motorina amestec 1+2, p. injecţie mărită
4-motorina 1, 2 cilindri suspendaţi

Fig. 6 Variaţia temperaturii gazelor de ardere, după scoaterea motorului din sarcină.

suspendarea funcţionării a doi cilindri la mersul în gol. Suspendarea funcţionării s-a realizat prin modificarea corespunzătoare a echipamentului de injecţie.

Această soluţie a asigurat funcţionarea corectă a motorului la mers în gol, prin o ardere bună ce a eliminat complet apariţia de combustibil nears şi formarea de depuneri pe traseul de evacuare.

Cu toate acestea, conţinutul de noxe în gazele de evacuare ale motorului s-a menţinut mult mai ridicat la mersul în gol, faţă de funcţionarea în sarcină. Reducerea noxelor din gazele de evacuare şi eliminarea mirosului iritant a fost soluţionată numai prin utilizarea unei motorine superioare, caracterizată prin cifra cetanică ridicată şi curba de distilare mai bună

Motorina	1	2
Indice diesel	49	53
Distilare la 300°C [%]	50	75
Distilare la 350°C [%]	88	97
Cocs in 10% rezidu [%]	0,35	0,20

Fig. 7 Caracteristicile motorinelor utilizate.

(fig. 7). Pe această cale s-a obţinut reducerea cantităţii de noxe emise la mersul în gol cu 43% pentru hidrocarburi şi 39% pentru oxid de carbon.

Viabilitatea soluţiilor determinate prin cercetările efectuate a fost verificată şi confirmată în exploatarea motoarelor la beneficiari.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Howells, H. E., Walker, S. T.* : Conference on critical factors in the application of diesel engines, The Institute of Mechanical Engineers, Sept, 1970.

[2] *Lyn, W. T.* : Einige Probleme der Verbrenung in Diesel — motoren, Motortechnische Zeitschrift, nr. 4, 1966.

CZ : 621.431

Materiale dilatante pentru termostatele motoarelor

Ing. Afanase **CRASOVSCHI**, chim. Doina **DINU-VERDEŢI**, dr. chim. Nistor **DINU** — I.N.M.T. — Bucureşti

Pentru asigurarea unui regim termic optim de funcţionare, motoarele cu ardere internă sînt prevăzute cu teromstate care sînt acţionate de elemente termosensibile. În prezent, cele mai răspîndite elemente termosensibile sînt capsulele (fig. 1), care au în componenţa lor materiale dilatante cu proprietăţi funcţionale specifice intervalului de temperatură de lucru.

Pentru satisfacerea intervalului de temperatură impus de condiţiile de funcţionare ale motoarelor, materialele dilatante trebuie să îndeplinească anumite condiţii, cum ar fi :

— dilatare maximă în intervalul de temperatură prescris ;
— creşterea volumului în acest interval să fie liniară ;
— să fie stabile, termic, în condiţiile de lucru ;
— să aibă timpul de răspuns, mic.

Cercetările au arătat că aceste condiţii sînt satisfăcute de hidrocarburile parafinice, ames-

tecate în anumite proporții cu pulberi metalice cu granulație foarte fină (1—10 μm). Funcție de mărimea intervalului de temperatură controlat și a cursei pe care trebuie să o realizeze

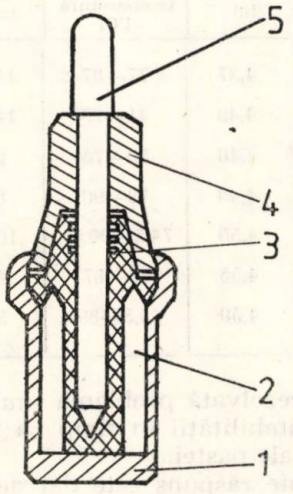


Fig. 1 Capsulă termosensibilă
1 — cuvă ; 2 — pastă dilatantă ; 3 — garnitură — teacă de cauciuc ; 4 — capac ; 5 — piston.

pistonul capsulei, hidrocarburile se folosesc fie ca substanțe individuale, fie ca un grup restrîns de substanțe, cu lungimea catenei apropiată. Dilatația maximă este obținută în cazul

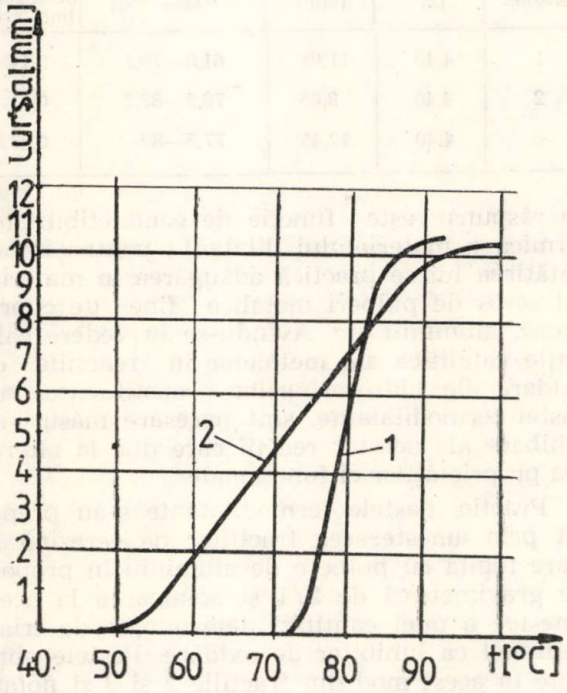


Fig. 2 Variația volumului hidrocarburilor
1 — parafină normală pură ; 2 — amestec de parafine.

folosirii hidrocarburilor parafinice normale pure și este situată într-un interval de circa 15°C, care cuprinde și punctul de topire al hidrocarburii. În cazul unui amestec de hidrocarburi, intervalul de dilatare se lărgește cu atît mai mult, cu cît numărul membrilor amestecului este mai mare (fig. 2).

Hidrocarburile în stare pură se obțin, de obicei, din amestecuri, prin metode fizico-chimice de distilare fracționată, cristalizare fracționată, aductare cu uree pentru separarea parafinelor normale și cu tiouree pentru separarea izoparafinelor. Separarea este cu atît mai dificilă, cu cît există mai multe hidrocarburi cu masă moleculară identică sau apropiată și cu cît amestecul este mai complex. Cea mai importantă sursă de hidrocarburi este țițeiul, care se prezintă ca un amestec foarte complex de hidrocarburi din toate clasele și cu toată gama de mase moleculare, ceea ce face foarte dificilă separarea lor. Hidrocarburile cu masa moleculară mare (peste 400) se pot depune spontan pe pereții conductelor de transport sau ai incintelor de depozitare și servesc la obținerea parafinelor care pot fi folosite ca materiale dilatante la termostatele cu regim de funcționare peste 70°C. Parafine solide la temperatura camerei se obțin și prin operații de deparafinare a diferitelor fracțiuni petroliere (petrolatum, gaciuri de ulei, etc.).

Sinteza parafinelor în stare pură este posibilă, dar presupune tehnologii avansate care necesită investiții mari. Mai accesibile sînt tehnologiile de obținere a amestecurilor de hidrocarburi parafinice cum sînt cele de polietilenă sau polipropilenă.

Materialele dilatante obținute pînă în prezent la noi în țară au la bază fracțiuni de cerezină care satisfac cerințele motoarelor aflate în exploatare, pe două intervale de lucru 70—80°C și 80—90°C și pe o perioadă de circa 2000 cicluri.

Modernizarea producției însoțită de creșterea performanțelor motoarelor au pus în fața cercetării problema realizării unor materiale dilatante care să satisfacă noile cerințe. În acest sens, la Institutul Național de Motoare Termice au fost efectuate cercetări care au urmărit realizarea unui material dilatant care să permită, în intervalul $75 \pm 2°C \div 87 + 3°C$, realizarea unei curse a pistonului capsulei de peste 10 mm, pe o perioadă de funcționare de peste 10.000 cicluri.

În faza preliminară au fost efecuate cercetări de selecționare a materialelor dilatante folosind ca model de referință parafina „Astor", recomandată pentru intervalul de temperaturi menționat. Aceste cercetări s-au făcut utilizînd un stand compus din :

— termostat de tip U_{15} care permite menținerea temperaturii băii de apă cu o precizie de $\pm 0{,}1°C$;

— capsulă termosensibilă ;

Caracteristicile și rezultatele încercărilor materialelor ceroase

Tabelul 1

Nr. crt.	MATERIAL CEROS	Caracteristicile materialelor			Rezultatele încercărilor			
		Densitate [g/cm³]	Penetrație 25° [1/10 mm]	Interval de topire [°C]	Cantitate [g]	Interval de temperatură [°C]	Cursa [mm]	Coeficient de dilatare [mm/g.°C]
1	Parafină Astor	0,97	3,72	75	4,37	77—87	14,41	0,31
2	Ceară de petrolatum	—	40	49—52	4,49	41—75	14,04	0,10
3	Ceară de petrolatum aductată	0,93	15	58—68	4,46	56—75	9,72	0,11
4	Cerezină Auto	0,96	6	73—81	4,40	78—90	8,57	0,16
5	Cerezină Tractor	0,96	5,5	79—82	4,50	74,5—90,5	10,93	0,15
6	Polietilenă „M"	0,89	8	83—93	4,55	72—87	4,55	0,07
7	Polietilenă 5200 B	0,87	4,5	97—104	4,50	63,5—89	5,35	0,08

— dispozitiv de fixare a capsulei, cu arc etalonat pentru simularea funcționării termostatului motorului ;

— ceas comparator pentru măsurarea cursei pistonului, cu o precizie de 0,01 mm.

Au fost încercate următoarele materiale ceroase :

— parafina „Astor" cu punct de topire 75°C, procurată din import ;

— ceara de petrolatum, obținută la Intreprinderea Rafinăria Brașov prin dezuleierea petrolatumului, rezultat la deparafinarea uleiurilor medii și grele parafinoase ;

— ceara de petrolatum, purificată prin aductare cu uree la I.N.M.T. ;

— cerezină tip Auto și Tractor de la I.C. Dudești ;

— polietilene de joasă presiune, sort 5200 B, de la C.C. Pitești și sort M de la C.C.M.P. — ICECHIM București.

Principalele caracteristici ale acestor ceri și rezultatele încercărilor sînt date în tabelul 1. Rezultatele obținute arată că nici unul din materialele ceroase încercate nu satisfac condițiile cerute, cerezinele apropiindu-se cel mai mult, ca domeniu de temperaturi și coeficient de dilatare, de parafina „Astor", ceea ce a determinat alegerea lor ca materii prime pentru cercetările ulterioare.

În etapa următoare, o cantitate de cerezină cu punct de topire 84°C a fost fracționată prin distilare la vid de minimum 1 mm Col. Hg, într-o aparatură de sticlă termorezistentă obținîndu-se patru fracțiuni cu diferite intervale de distilare. Pentru determinarea coeficienților de dilatare au fost folosite trei fracții, obținîndu-se rezultatele date în tabelul 2. Coeficienții de dilatare ai fracțiilor 2 și 3, mult măriți față de cerezina inițială, ca și limitele intervalului de dilatare, foarte apropiate de intervalul solicitat, le-au recomandat pentru folosire la prepararea pastelor termodilatante. Pentru aceasta trebuia rezolvată problema timpului de răspuns și a stabilității în timp a proprietăților funcționale ale pastei.

Timpul de răspuns este dat de timpul în care pistonul capsulei, aflată la o temperatură cu 10°C peste limita superioară a intervalului de lucru, realizează cursa de 10 mm. Timpul

Coeficienții de dilatație ai fracțiilor de cerezină

Tabelul 2

Fracția de cerezină	Cantitatea [g]	Cursa [mm]	Interval de dilatație [°C]	Coeficient de dilatare [mm/g.°C]
1	4,40	11,01	61,5—79,5	0,14
2	4,40	8,65	78,5—87,7	0,21
3	4,40	12,45	77,5—89	0,25

de răspuns este funcție de conductibilitatea termică a materialului dilatant ; pentru îmbunătățirea lui se practică adăugarea în materialul ceros de pulberi metalice fine de cupru, bronz, aluminiu etc. Avîndu-se în vedere calitățile catalitice ale metalelor în reacțiile de oxidare ale hidrocarburilor constituente ale pastei termodilatante, sînt necesare măsuri de inhibare ale acestor reacții care duc la alterarea proprietăților ei funcționale.

Practic, pastele termodilatante s-au preparat prin amestecarea fracțiilor de cerezină în stare topită cu pulbere de aluminiu în proporție gravimetrică de 2/1 și adăugarea la acest amestec a unei cantități determinate de trialchilfenol ca inhibitor de oxidare. Pastele obținute în acest mod din fracțiile 2 și 3 și notate respectiv cu PTD-1 și PTD-2 au fost supuse încercărilor de determinare a domeniului de funcționare, a cursei și a timpului de răspuns. Rezultatele încercărilor sînt date în tabelul 3 și reflectă încadrarea lor în intervalul de temperatură impus. Încercările făcute cu o pastă realizată prin combinarea fracțiilor 2 și 3 de

cerezină, păstrînd aceleași proporții între materialul ceros, pulbere de aluminiu și inhibitor, au demonstrat, așa cum arată și datele prezen-

Rezultatele încercărilor pastelor termodilatante PTD—1 și PTD—2

Tabelul 3

		Temperatura de deschidere [°C]	Cursa la 90 °C [mm]	Timp de răspuns [sec.]
1	5,7	73,5	11,13	180
2	PTD-1	74,5	11,26	170
3	5,7	75,5	12,18	150
4	PTD-2	76	12,05	155

de funcționare, rezultatele obținute servind la trasarea curbei indicată în figura 3.

Rezultatele încercărilor pastei PTD—3*

Tabelul 4

Număr capsulă	Temperatura de deschidere [°C]		Cursa la 87 °C [mm]		Timp de răspuns la 98 °C [sec]	
	1	2	1	2	1	2
1	74	75,5	13,11	11,67	135	150
2	74,5	75,5	13,92	11,85	130	145
3	74	75	13,30	11,73	125	150
4	73,5	76	13,87	12,02	140	155
5	75	75,5	13,70	11,97	135	155

* Fiecare capsulă s-a încărcat cu 5,7 g. pastă
1. Valori inițiale
2. După 10.000 cicluri

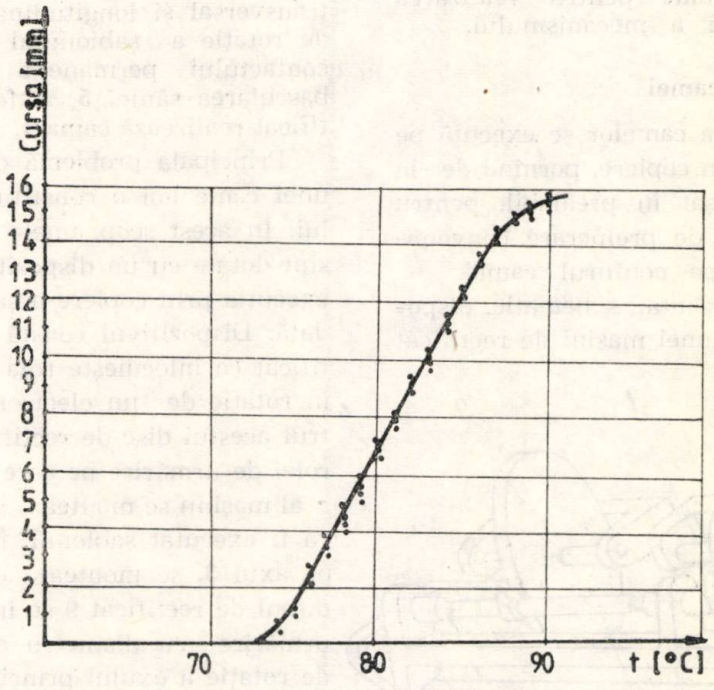


Fig. 3 Curba de dilatație a pastei PTD-3.

tate în tabelul 4, că această pastă satisface condițiile de funcționare ale termostatelor ce echipează noile motoare. Această ultimă pastă termodilatantă, notată cu PTD-3, a fost supusă încercărilor de anduranță pe o perioadă de 10.000 cicluri, la sfîrșitul căreia proprietățile ei funcționale au rămas în limitele condițiilor impuse.

Pentru verificarea liniarității funcționării capsulelor, s-au făcut determinări ale cursei pistonului, din grad în grad pe tot intervalul

Concluzii

Au fost încercate mai multe materiale ceroase pentru alegerea unuia care să satisfacă intervalul de temperaturi cerut de funcționarea noilor tipuri de motoare. S-a ales cerezina produsă de I. C. Dudești din care s-au obținut prin distilare la vid înaintat o fracțiune cu caracteristici funcționale corespunzătoare. Pastele dilatante preparate din această fracție de cerezină și pulbere de aluminiu în raport de masă 2/1 au fost încercate pe stand obținîndu-se rezultate care atestă încadrarea lor în condițiile de funcționare prescrise. Rezultatele cercetărilor sînt cu atît mai valoroase cu atît mai valoroase cu cît aplicarea lor rezolvă o problemă de actualitate și anume, reducerea importurilor.

CZ : 621.923.4:621-233
621.835

Aspecte referitoare la execuția profilului camelor

Ing. Liviu **LUȚA**, mat. Florin **STOENESCU** — I.N.M.T. București
Ing. Ștefan **ALBEANU** — I.C.S.I.T. „Faur" București

Introducere

În construcția de mașini pentru realizarea unor sisteme de comandă mecanice se utilizează adesea mecanismul cu camă, cu tachet plan, sau rolă. Lucrarea de față își propune analiza unor aspecte legate de fabricația camelor și anume privind procedeul de rectificare prin copiere. Corectitudinea profilului camei constituie un factor important pentru realizarea unei bune funcționări a mecanismului.

Execuția profilului camei

Fabricația de seria a camelor se execută pe mașini de rectificat prin copiere, pornind de la un semifabricat degroșat în prealabil, pentru a se asigura un adaos de prelucrare convenabil, relativ uniform pe conturul camei.

În figura 1 este prezentat, schematic, dispozitivul de copiere al unei mașini de rectificat

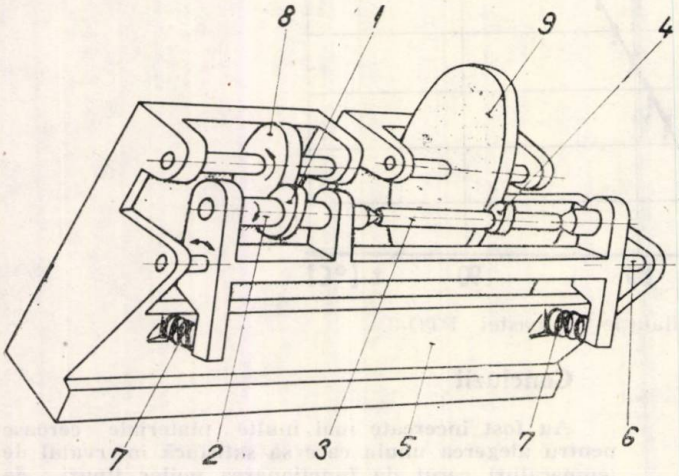


Fig. 1 Mașina de copiat came

1 — șablon copier ; 2 — ax port șablon ; 3 — ax port camă ; 4 — camă de rectificat ; 5 — sanie basculantă ; 6 — ax de basculare ; 7 — arc readucător ; 8 — rolă de urmărire ; 9 — discul de rectificat.

came. Operația de rectificat se execută după o camă șablon 1, denumită în continuare șablon, care este montată pe axul 2 al mașinii. Axul 3, pe care se găsește cama de rectificat 4, este montat între vîrfuri, coaxial cu axul 2, ax care îl antrenează în mișcare de rotație printr-un dispozitiv rigid de antrenare. Sania 5 a mașinii, ce susține atît axul 2, cît și axul cu camă de rectificat, este basculată, avînd posibilitatea de a oscila în jurul axului 6, montat în batiul mașinii paralel cu axul principal. Arcurile 7 asigură contactul permanent între rola de urmărire 8, (montată pe un ax pe batiul mașinii) și șablon. Discul de rectificat 9 este montat pe o sanie mobilă ce permite mișcările de avans transversal și longitudinal ale sculei. Mișcarea de rotație a șablonului determină (datorită contactului permanent cu rola de urmărire) bascularea săniei 5, astfel încît discul de rectificat realizează cama 4.

Principala problemă ce apare la execuția unei came noi o constituie realizarea șablonului. În acest scop, unele mașini de rectificat sînt dotate cu un dispozitiv suplimentar pentru execuția prin copiere a șablonului după o camă dată. Dispozitivul constă dintr-un disc de rectificat ce înlocuiește rola de urmărire, antrenat în rotație de un electromotor propriu. Diametrul acestui disc de rectificat este egal cu cel al rolei de urmărire pe care o înlocuiește. Pe axul 2 al mașinii se montează semifabricatul din care va fi executat șablonul. Între vîrfurile mașinii, pe axul 3, se montează cama de reprodus, iar discul de rectificat 9 se înlocuiește cu o rolă de urmărire cu diametru egal. Datorită mișcării de rotație a axului principal, cama de reprodus ce este în contact permanent cu noua rolă de urmărire determină bascularea săniei 5, astfel încît discul de rectificat realizează prin copiere șablonul, printr-un procedeu invers celui descris anterior pentru execuția camelor.

Acest procedeu conduce la anumite abateri (în ceea ce privește corectitudinea profilului camelor executate), inerente procedeului tehnologic de copiere inversă a șablonului după cama ce urmează a fi executată și execuția apoi prin copiere după șablonul astfel realizat. Cama ce urmează a fi reprodusă poate proveni de la un ax cu came-model, existent, sau poate fi executată printr-un procedeu tehnologic adecvat, după profilul teoretic al camei, exprimat prin legea de mișcare a tachetului [4].

Pe parcursul procesului tehnologic expus se cumulează abateri provenite din abaterile camei utilizate pentru execuția șablonului față de profilul teoretic, imposibilitatea menținerii egalității diametrelor discului de rectificat cu rola de urmărire înlocuită pe toată durata rectificării șablonului, influența jocurilor din mecanismul de copiere manifestată în ambele etape ale procesului tehnologic.

Practic, se constată că în cazul unei execuții deosebit de îngrijite prin aplicarea acestui procedeu se obțin came cu abateri ale profilului de circa 0,1—0,15 mm față de profilul teoretic. Aprecierea corectă a importanței abaterilor de profil constă în evaluarea influenței acestora asupra legii de variație a accelerației. Astfel, în cazul unei came executate cu o abatere cu variația continuă față de profilul de realizat, abaterea maximă fiind de 1,25% din valoarea supraînălțimii camei, abaterile accelerației în perioada de decelerare au atins 44% din valoarea curentă a accelerației și respectiv 28% din valoarea accelerației maxime.

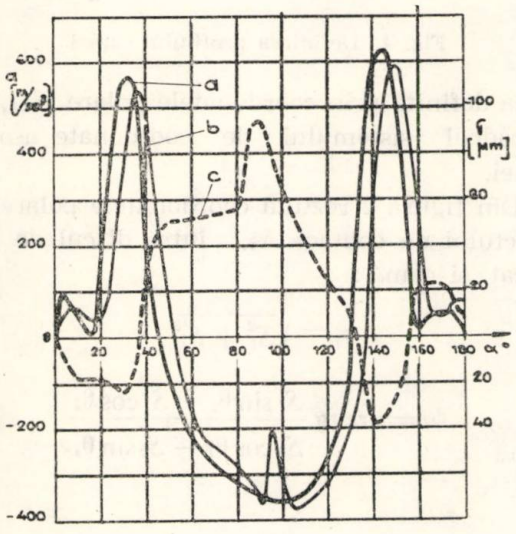


Fig. 2 Legea de variație a accelerației camei.
a — accelerația teoretică ; *b* — accelerația reală ; *c* — abaterea profilului.

În figura 2 este prezentată, comparativ, legea de variație a accelerației pentru cama de reprodus și cea realizată prin copiere, după un șablon executat conform procedeului expus ; în paralel, este prezentată și abaterea σ a profilului realizat.

Curba accelerației aferentă profilului realizat prezintă aspectul continuu din diagramă, întrucît valorile deplasării determinate prin măsurare au fost, în prealabil, prelucrate printr-un algoritm de nivelare a erorilor de măsurare.

În cazul unei variații discontinue a abaterii profilului, abateri maxime, de același ordin de mărime cu cel menționat anterior, conduc la abateri ale accelerației mult mai pronunțate.

Aceasta rezultă din relația pentru calculul numeric al accelerației :

$$a_i = \left(\frac{\omega}{\Delta\alpha}\right)^2 (y_i - 1 - 2y_i + y_{i+1})$$

unde s-a notat (fig. 3) :

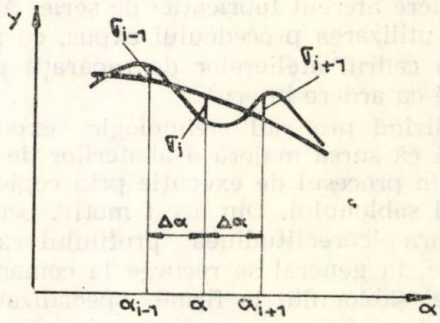


Fig. 3 Abaterea de profil a camei.

y_i — deplasarea tachetului la unghiul de rotație α_i al camei.

ω — viteza unghiulară a camei.

Introducînd în această relație efectul abaterilor de profil σ se obține mărimea abaterii accelerației :

$$a_r = \left(\frac{\omega}{\Delta\alpha}\right)^2 (\sigma_{i-1} - 2\sigma_i + \sigma_{i+1})$$

Problema influenței abaterilor de profil ale camei este tratată sub aspect cinematic și dinamic în lucrarea [1], evidențiindu-se importanța respectării geometriei camei. Pentru camele utilizate la motoarele cu ardere internă, în lucrarea [2] se arată că, în general, pot fi considerate satisfăcătoare came la care abaterile accelerației sînt sub 20—50% din valoarea accelerației maxime ; desigur, limitele de variație admise sînt funcție de caracteristicile constructive ale mecanismului, în special de regimul de funcționare. Toleranțele impuse sînt cu atît mai severe, cu cît turația de funcționare este mai ridicată. Condițiile sînt deosebit de severe, în cazul camelor utilizate la mecanismul de acționare al supapelor de la motoarele cu ardere internă, mecanism ce funcționează la turații ridicate și are o rigiditate relativ redusă, fiind deci susceptibil la o comportare dinamică necorespunzătoare.

În lucrarea [3] se menționează valori sensibil mai ridicate pentru abaterile accelerației, arătîndu-se că, datorită dispersiei inerente fabricației de serie, se obțin abateri ale profilului camelor executate, ce conduc la abateri ale accelerației, de pînă la 70%, în perioada de accelerare, și pînă la 100%, în perioada de decelerare.

Față de dispersia de execuție (menționată) a profilului camelor, în cadrul unei fabricații de serie, rezultă că procedeul tehnologic de

realizare a șablonului (prezentat anterior) nu este aplicabil în cazul fabricației de came funcționînd la turații ridicate, în special la motoarele cu ardere internă, întrucît chiar cama cap de serie, executată în condiții tehnologice cu totul deosebite, prezintă abateri mari de accelerație, ce acoperă-aproape integral-cîmpul de împrăștiere aferent fabricației de serie. Aceasta explică utilizarea procedeului expus, cu precădere, în cadrul atelierelor de reparații pentru motoare cu ardere internă.

Analizînd procesul tehnologic expus se constată că sursa majoră a abaterilor de profil se află în procesul de execuție prin copiere inversă al șablonului. Din acest motiv, pentru a se asigura corectitudinea profilului camelor fabricate, în general se recurge la comandarea execuției șablonului la firme specializate de peste hotare, firme ce au livrat și mașinile de rectificat pe care se va efectua execuția camelor.

Determinarea profilului șablonului

Pentru calculul profilului șablonului, se consideră profilul camei definit prin tangente la profil respectiv prin valorile S_i, θ_i (fig. 4). Acest mod de definire coincide cu legea de mișcare pentru cama cu tachet plan. În cazul cînd profilul este indicat prin legea de mișcare a unui tachet cu rolă, este necesară convertirea sistemului de cotare printr-un procedeu adecvat [4], obținîndu-se — în final — valorile S_i, i.

În figura 5 este schematizată geometria mecanismului de copiere al mașinii de rectificat came. Pentru desfășurarea calculului, se consideră un sistem de axe Oy, asociat camei, și un sistem de axe fix $x_1o_1y_1$, asociat mașinii de rectificat, al cărei mecanism se găsește în o poziție oarecare i, corespunzătoare valorilor S_i, θ_i.

În prima etapă a calculului se determină poziția relativă a discului de rectificat, față de

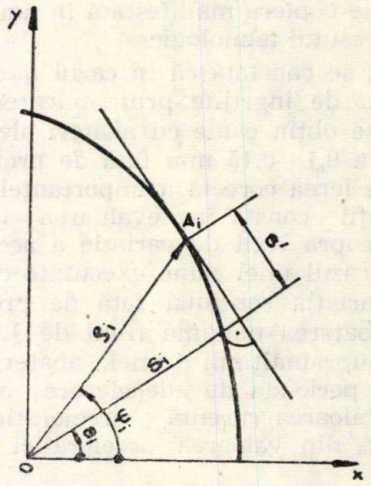


Fig. 4 Definirea profilului camei.

cama definită prin coordonatele polare S_{Di}, D_i, în cadrul sistemului de coordonate asociat camei.

Din figura 2 rezultă coordonatele polare ale punctului de contact A_i, între discul de rectificat și cămă :

$$\rho_i = \sqrt{S_i^2 + S_i'^2}$$

$$\psi_i = \operatorname{arc\,tg} \frac{S_i \sin\theta_i + S_i' \cos\theta_i}{S_i \cos\theta_i - S_i' \sin\theta_i} \qquad (1)$$

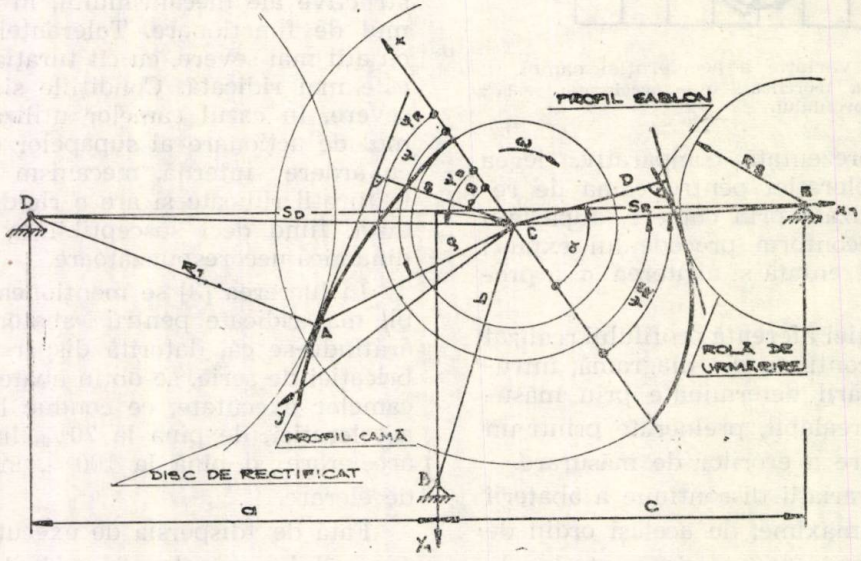


Fig. 5 Schematizarea geometrică a mecanismului de copiere.

unde .

$$S_i' = \left(\frac{ds}{d\theta}\right)_i \tag{2}$$

Din figura 5 rezultă :

$$S_{Di} = \sqrt{(\mathcal{X}_{A_i} + R_1 \cos\theta_i)^2 + (y_{A_i} + R_1 \sin\theta_i)^2} \tag{3}$$

unde :

$$\mathcal{X}_{A_i} = \rho_i \cos\psi_i \tag{4}$$
$$y_{A_i} = \rho_i \sin\psi_i$$

Înlocuind relațiile (4) în (3) și observînd că :

$$\mathcal{X}_{A_i}\cos\theta_i + y_{A_i}\sin\theta_i = S_i \tag{5}$$

se obține

$$S_{D_i} = \sqrt{\rho_i^2 + R_i^2 + 2R_1 S_i}$$

Unghiul de poziție ψ_{D_i} rezultă geometric, din relația :

$$\psi_{D_i} = \theta_i + k\alpha_i \tag{6}$$

unde :

$$\alpha_i = \arccos\frac{R_1 + S_i}{S_{D_i}}$$

$$\text{iar } k = \begin{cases} +1 \text{ pt} \cdot S_i \geqslant S_{i-1} \\ -1 \text{ pt} \cdot S_i < S_{i-1} \end{cases} \tag{7}$$

Următoarea etapă a calculului conduce la determinarea poziției centrului axului cu came și deci a axului șablonului față de sistemul de referință fix asociat mașinii de rectificat. Corespunzător cinematicii mecanismului, centrul axului cu came se găsește la intersecția cercului cu centrul în D și raza S_D, (poziția relativă a axului cu came față de discul de rectificat), cu cercul cu centrul în B și raza b, descris de mecanismul balansier al mașinii.

În sistemul de referință fix, ecuațiile celor două cercuri sînt :

$$\begin{cases} (x_1 + a)^2 + y_1^2 = S_{D_1}^2 \\ x_1^2 + (y_1 - b)^2 = b^2 \end{cases} \tag{8}$$

La rezolvarea acestui sistem de ecuații se reține numai soluția $x_1 \geqslant 0$, corespunzătoare modului de funcționare al mașinii, obținîndu-se coordonatele centrului axului cu came :

$$x_{1c_i} = \frac{-aN_i + \sqrt{a^2N_i^2 + M_iL_i(N_i+1)}}{M_i} \tag{9}$$

$$y_{1c_i} = \frac{1}{b}(L_i - a\mathcal{X}_{1c_i})$$

relații în care pentru simplitatea scrierii s-a notat :

$$L_i = \frac{S_{Di}^2 - a^2}{2}$$

$$M_i = 1 + \frac{a^2}{b^2} \tag{10}$$

$$N_i = 1 - \frac{L_i}{b^2}$$

Întrucît axul șablonului este coaxial cu axul cu came, poziția relativă a șablonului față de rola de urmărire este definită prin coordonatele polare S_{R_i}, ψ_{R_i}. În cadrul sistemului de referință fix aceste coordonate se calculează prin relațiile :

$$S_{R_i} = \sqrt{(\mathcal{X}_{1E} - \mathcal{X}_{ic_i})^2 + (y_{1E} - y_{1c_i})^2}$$

$$\psi_{R_i} = \psi_{D_i} + \Omega + \operatorname{arc\,tg}\frac{y_{1c_i} - y_{1D}}{x_{1c_i} - x_{1D_i}} + \tag{11}$$

$$+ \operatorname{arc\,tg}\frac{y_{1c_i} - y_{iE}}{x_{iE} - x_{1c_i}}$$

unde

$$\Omega = \begin{cases} 0 \text{ — pentru mecanism cu rola de urmărire interioară ;} \\ 180 \text{ — pentru mecanism cu rolă de urmărire exterioară.} \end{cases}$$

În cele de mai sus s-a denumit mecanism cu rolă de urmărire interioară, mecanismul la care rola de urmărire este plasată pe aceeași parte cu discul de rectificat față de axul cu came (fig. 1), iar mecanism cu rolă de urmărire este plasată pe partea opusă (fig. 5).

Coordonatele polare S_{R_i}, ψ_{R_i} definesc șablonul, prin legea de mișcare a acestuia față de rolă de urmărire (fig. 6). Întrucît originea

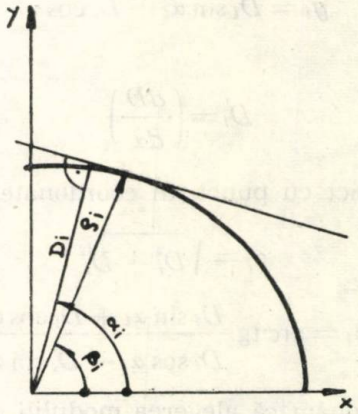


Fig. 6 Definirea profilului camei în coordonate polare

unghiurilor ψ_R poate fi aleasă arbitrar, pentru definirea legii de mișcare realizate de șablon se consideră drept origine unghiul ψ_{R_0}, indicele o marcînd momentul inițial al calculului. În acest caz, legea de mișcare a șablonului față de rola de urmărire va fi definită prin coordonatele polare S_{R_i}, $\psi^*_{R_i}$, unde :

$$\psi^*_{R_i} = \psi_{R_i} - \psi_{R_0} \tag{12}$$

și corespunzător pentru unghiul ψ_{R_i} se poate adopta o relație unică, indiferent de tipul de mecanism. În acest mod relațiile (11) devin :

$$\begin{aligned} S_{R_i} &= \sqrt{(x_{1E} - x_{1c_i})^2 + (y_{1E} - y_{1c_i})^2} \\ \psi_{R_i} &= \psi_{D_i} + \operatorname{arc\,tg} \frac{y_{1c_i} - y_{1D}}{x_{1c_i} - x_{1D}} + \\ &+ \operatorname{arc\,tg} \frac{y_{1c_i} - y_{1E}}{x_{1E} - x_{1c_i}} \end{aligned} \tag{13}$$

Considerînd șablonul drept o camă ce funcționează cu un tachet cu rolă, la care se cunoaște legea de mișcare în coordonatele polare S_{R_i}, ψ_{R_i}, profilul șablonului poate fi definit prin unul din modurile cunoscute :

a) înfășurătoare a tangentelor la profil, precizate prin distanța la centrul cercului de baza D_i și unghiul aferent α_i:

$$\begin{aligned} D_i &= \frac{S^2_{R_i}}{\sqrt{S^2_{R_i} + S'^2_{R_i}}} - R_2 \\ \alpha_1 &= \psi^*_{R_i} - \operatorname{arc\,tg} \frac{S'_{R_i}}{S_{R_i}} \end{aligned} \tag{14}$$

b) punct cu punct, în coordonate rectangulare :

$$\begin{aligned} x_i &= D_i \cos \alpha_i - D'_i \sin \alpha_i \\ y_i &= D_i \sin \alpha_i + D'_i \cos \alpha_i \end{aligned} \tag{15}$$

unde

$$D'_i = \left(\frac{dD}{d\alpha}\right)_i \tag{16}$$

c) punct cu punct, în coordonate polare :

$$\begin{aligned} \rho_i &= \sqrt{D_i^2 + D_i'^2} \\ \beta_i &= \operatorname{arc\,tg} \frac{D_i \sin \alpha_i + D'_i \cos \alpha_i}{D_i \sos \alpha_i - D'_i \sin \alpha_i} \end{aligned} \tag{17}$$

Menționăm că alegerea modului de definire a profilului șablonului, prin una din relațiile (14), (15), (17), este dependentă de procedeul tehnologic ales pentru execuția șablonului. În cazul utilizării unor mașini-unelte în coordonate de precizie, se recomandă utilizarea relațiilor (14) care conduc la generarea profilului ca o înfășurătoare a planelor tangente la profil. Utilizarea mașinilor-unelte cu comandă numerică permite generarea profilului și prin metode de execuție corespunzătoare relațiilor (15), (17). În principiu și relațiile (13) permit execuția șablonului ; în acest caz generarea profilului fiind efectuată prin o succesiune de suprafețe cilindrice avînd raza R_2, iar poziția centrelor precizată prin coordonatele polare S_{R_i}, ψ_{R_i}. Acest mod de lucru nu este recomandabil, întrucît precizia realizabilă este inferioară față de procedeul de execuție prin generarea de plane tangente la profil (2), (4). Este de menționat că generarea profilului șablonului prin procedee tehnologice corespunzătoare relațiilor (14) nu este posibilă decît pentru profile convexe, condiție restrictivă aferentă și modului de definire al camei considerat, anume valorile S_i, θ_i, în măsura în care aceste valori reprezintă legea de mișcare a unui tachet plan acționat de cama respectivă.

Concluzii

Algoritmul de calcul prezentat permite realizarea directă a șablonului pentru copierea camei, în baza profilului teoretic al acesteia, asigurînd astfel eliminarea majorității abaterilor ce apar în cazul procedeului uzual de execuție a șablonului, prin copiere inversă pe mașina de rectificat came.

Relațiile (14), (15) și (17) conduc la determinarea profilului șablonului cu o eroare teoretică nulă, astfel încît precizia de realizare a acestuia depinde numai de erorile ce pot apărea în procesul de execuție al șablonului, respectiv de precizia mașinii-unelte utilizate și corectitudinea respectării cotelor ce definesc profilul. Corespunzător, abaterile de profil ale camei executate după șablon se reduc la abaterile datorate jocurilor mecanismului mașinii de rectificat came.

Volumul de calcul necesar pentru determinarea profilului șablonului în baza algoritmului prezentat impune efecturea calculelor cu ajutorul mașinilor electronice de calcul, pe baza unui program adecvat. Precizia profilului obținut justifică întrutotul efortul de proiectare suplimentar, aferent. Astfel, în baza acestui algoritm, au fost executate șabloane pentru o mașină de rectificat came tip Churchill, care au asigurat execuția unor came destinate mecanismului de acționare a supapelor la motoare cu ardere internă rapide, în cadrul unor toleranțe compatibile cu exigențele dinamice specifice acestei utilizări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pelecudi, Ch.* : Precizia mecanismelor, Editura Acadmiei R.S.R., 1975.

[2] *Rothbart, H. A.* : Cams, John Wiley & Sons, N.Y.

[3] *Nowak, H.* : Erfahrungen bei der Auslegung von Nocken für Ventilsteuerungen, Maschinenbautechnik, 1967, nr. 11.

[4] *Luța, L., Albeanu, Șt.* : Procedeu pentru execuția șablonului de copiat came. Construcția de mașini, 1973, nr. 7.

CZ : 621.436

Pompă de injecție pentru motoare diesel rapide

Ing. Milan **DINCĂ**, ing. Cezar **IOANID** — I.N.M.T. București

Generalități

Realizarea motoarelor diesel rapide impune dezvoltarea unor echipamente de injecție, care să satisfacă cerințele constructorilor de motoare. Aceste cerințe, datorate dezvoltării motorului, trebuie să fie în concordanță cu gradul de utilizare al motorului pe autovehiculele de pasageri.

Pompa de injecție tip DPAM-CAV, din fabricația curentă, are ca domeniu de utilizare tractoarele și autocamioanele. Soluția existentă nu răspunde unei exploatări optime a motoarelor de automobile și anume :

— adaptarea regulatorului de turație la condițiile funcționării automobilului ;

— corelarea funcționării echipamentului de injecție cu funcționarea motorului la sarcini joase ;

— existența unui dispozitiv pentru înlesnirea pornirii la temperaturi scăzute ;

— existența unui dispozitiv pentru mărirea debitului la pornire ;

— reducerea consumului de combustibil.

Rezolvarea acestor cerințe implică adoptarea unor soluții constructive noi, soluții prezentate mai jos.

Regulator de turație pentru două regimuri

Spre deosebire de tractoare și autovehicule industriale, care lucrează în domenii de turații și sarcini largi, regulatorul de turație pentru autoturisme este necesar să funcționeze numai în regimul de mers în gol și turația maximă. În acest sens, s-a proiectat și executat un regulator în două regimuri, care conferă mai multă manevrabilitate autoturismului.

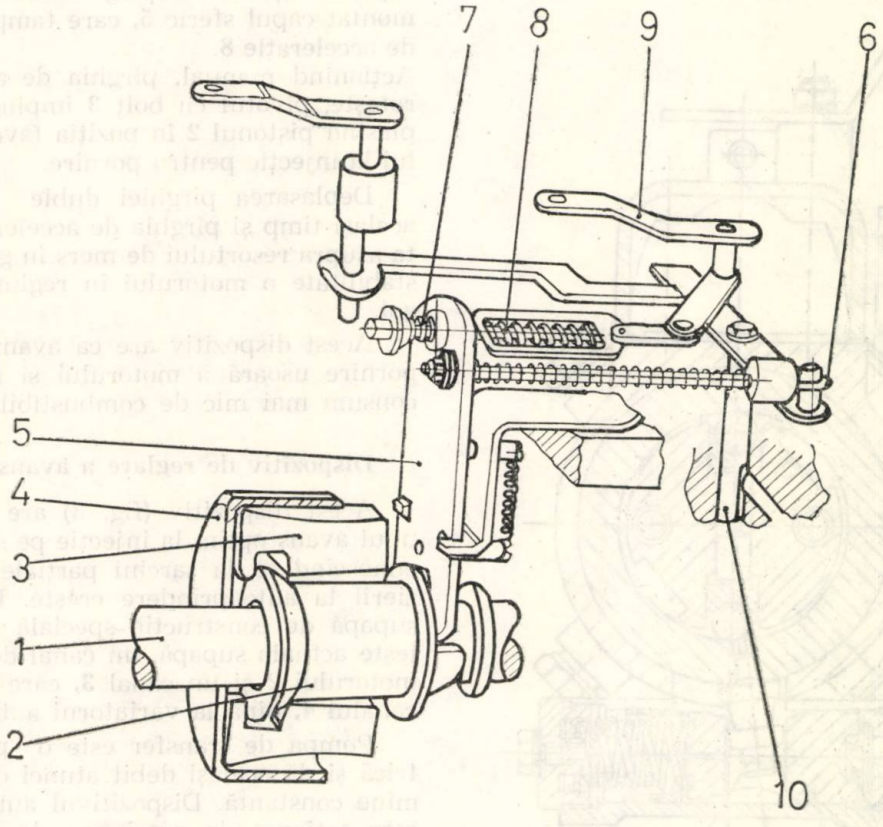


Fig. 1 Regulator de turație pentru două regimuri : 1 — ax pompă ; 2 — manșon ; 3 — greutate ; 4 — carcasa greutăților ; 5 — placă acționare ; 6 — tijă reglare ; 7 — arc ralanti ; 8 — arc turație maximă ; 9 — pîrghie accelerație ; 10 — supapă dozaj.

Regulatorul de turație în două regimuri (fig. 1) este amplasat pe axul pompei **1** și cuprinde carcasa greutăților **4**, greutățile **3**, manșonul **2**, placa de acționare **5**. Placa **5** acționează pîrghia de reglare **6**, care — la rîndul

ei — acționează supapa de dozaj **10**. Pîrghia de accelerație **9** acționează placa **5** prin intermediul resoartelor **7** și **8**.
Resortul **7** de mers în gol și resortul 8 pentru turație maximă sînt de compresie, cu rigiditate mică, fapt care permite menținerea regimurilor de turații prestabilit, cu un grad de precizie mare. Așa cum s-a arătat, regulatorul de turație în două regimuri funcționează în regim de mers în gol și de turație maximă. În regimul de mers în gol, greutățile regulatorului **3** acționează prin intermediul manșonului **2** asupra plăcii **5** și o rotește în jurul reazemului fix, comprimînd resortul de mers în gol, pînă la o poziție de echilibru necesară unei bune funcționări în acest regim. Peste acest regim supapa de dozaj este acționată direct de pîrghia de accelerare, prin intermediul resortului **8**, al plăcii, **5** și al tijei de reglare **6**. La turația maximă resortul principal al regulatorului **8** este comprimat, componenta orizontală a forței centrifuge a greutăților crește peste forța de comprimare a resortului și acționează tija **6**, închizînd supapa de dozaj.

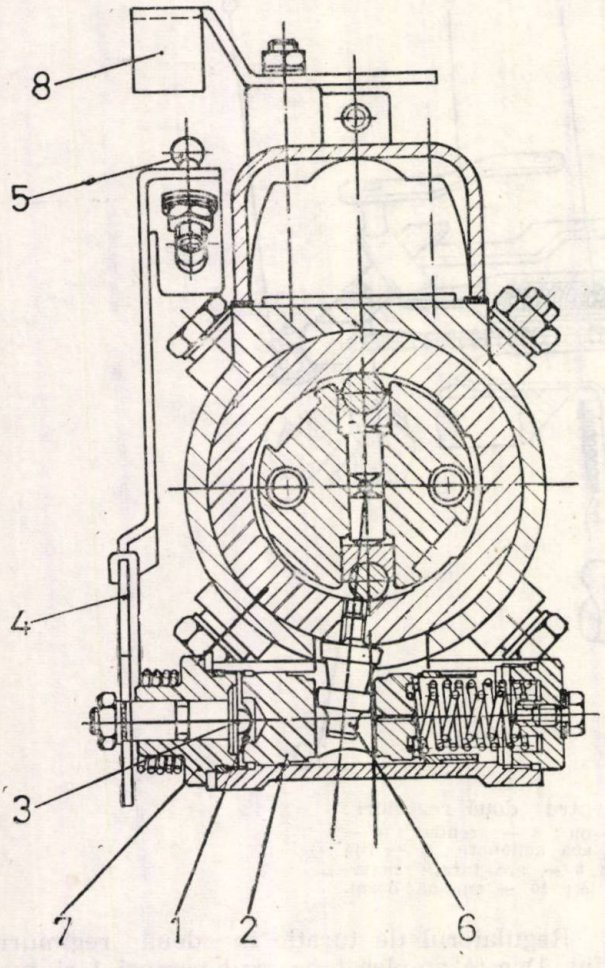


Fig. 2 Dispozitiv de pornire la rece ;
1 — camă spațială ; 2 — piston ; 3 — bolț ; 4 — pîrghie dublă ; 5 — cap sferic ; 6 — șurub camă ; 7 — dop ; 8 — pîrghie accelerație.

Acest tip de regulator are avantajul unei acțiuni directe de conducătorului asupra accelerației, în regimurile intermediare, deci o creștere a manevrabilității autovehiculului.

Dispozitiv de pornire la rece

Acest dispozitiv are rolul de a elimina dificultățile de pornire la temperaturi scăzute și de a micșora zgomotul produs de motor, în regim de mers în gol.

Pentru motoarele cu raport de compresie ridicat și bujii de incandescență, condițiile de autoaprindere sînt satisfăcute și rămîne hotărîtor timpul fizic de formare a amestecului combustibil. Acest dispozitiv creează un avans optim pentru regimul de pornire al motorului, reducînd emisiile de fum la mersul în gol. Dispozitivul de pornire la rece a fost realizat ca în figura 2.

Pistonul variatorului automat de avans **2** face legătura între pistonul variatorului de avans și pîrghia dublă de acționare **4**. Pe capătul superior al pîrghiei duble **4** se găsește montat capul sferic **5**, care tamponează pîrghia de accelerație 8.
Acționînd manual, pîrghia de acționare, 4, se rotește, pivotul cu bolț **3** împinge cama **1**, deplasînd pistonul 2 în poziția favorabilă avansului la injecție pentru pornire.

Deplasarea pîrghiei duble acționează în același timp și pîrghia de accelerație, iar aceasta asupra resortului de mers în gol, dînd o bună stabilitate o motorului în regim de mers în gol.

Acest dispozitiv are ca avantaj, pe lîngă o pornire ușoară a motorului și realizarea unui consum mai mic de combustibil la pornire.

Dispozitiv de reglare a avansului cu sarcina

Acest dispozitiv (fig. 3) are rolul obținerii unui avans optim la injecție pe sarcini parțiale, cunoscînd că la sarcini parțiale durata întîrzierii la autoaprindere crește. El cuprinde o supapă de construcție specială 1, care înlocuiește actuala supapă, un canal de alimentare al motorului **2** și un canal **3**, care se continuă cu canalul **4**, pînă la variatorul automat de avans.

Pompa de transfer este o pompă volumetrică și dă același debit atunci cînd turația rămîne constantă. Dispozitivul automat de avans este acționat de presiunea de transfer, astfel că pentru aceeași turație, indiferent de sarcini, avansul este constant. Dispozitivul de reglare a avansului cu sarcina înlătură acest neajuns, avînd posibilitatea avansului la injecție cu sarcina.

Presiunea de transfer trece din supapa de dozaj 1, printr-un orificiu calibrat într-un canal practicat pe corpul supapei. Funcție de

poziția supapei de dozaj 1, se va regla presiunea combustibilului pe cele două canale **2** și **3**, care duc la alimentarea rotorului și la dispozitivul automat de avans. Cînd supapa de dozaj **1** este în poziție deschisă, secțiunea de trecere este maximă, presiunea către dispozitivul de avans

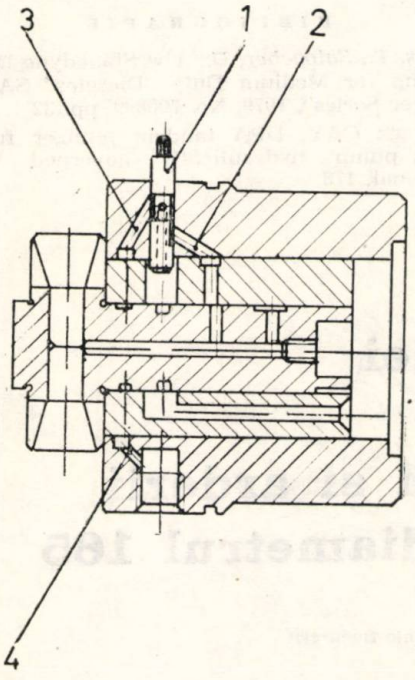


Fig. 3 Dispozitiv de reglare a avansului cu sarcina ; 1 — supapă dozaj ; 2 — canal alimentare ; 3 — canal manșon ; 4 — canal spre variator.

scade și pistonul rotește cama în sensul micșorării avansului pînă la avansul optim. Odată cu micșorarea secțiunii de trecere către alimentarea pompei, crește presiunea la dispozitivul de avans și rotește cama în sensul creșterii avansului la valoarea optimă sarcinii parțiale.

Dispozitiv pentru mărirea debitului la pornire

Problema cea mai dificilă a pompelor cu temperaturi scăzute. Cursa pistonașelor fiind aceeași pe tot domeniul, debitul ciclic scade la turațiile joase, datorită scăpărilor mai mari la aceste turații. Din acest motiv, a fost necesară modificarea cursei pistonașelor la pornirea motorului.

Dispozitivul pentru mărirea debitului la pornire a fost realizat ca în figura 4.

În interiorul manșonului **1** se rotește elementul distribuitor **2**, acționat printr-o relație de timp cu motorul. Pe rotorul distribuitor **2** sînt amplasate plăcuțele **3** și **4**, de limitare a cursei papucilor **9** și a pistonașelor plonjoare **8**. Dispozitivul mai cuprinde plăcile solidare **11** și **12**, acționate prin știftul **21**, de greutățile **13**, prinse pe șuruburile **18**. Pentru revenirea greutăților în poziția inițială, sînt necesare resorturile **15**. Reglarea cursei minime a pistonașelor se face prin tamponarea știfturilor **21**, de către placa **12**, prevăzută cu o fantă profilată.

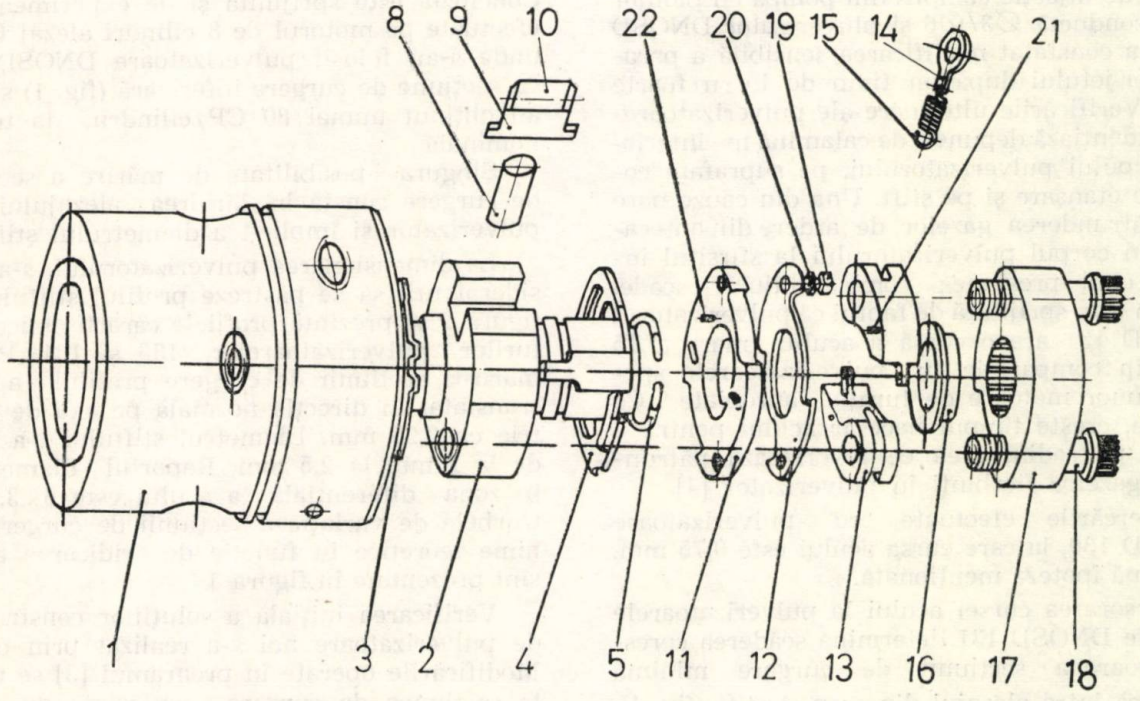


Fig. 4 Dispozitiv de mărire a debitului la pornire ;
1 — manșon ; 2 — rotor ; 3, 4 — plăcuțe limitare ; 5 — inel siguranță ; 8 — piston ; 9 — papuc ; 10 — rolă ; 11 — placă antrenare ; 12 — placă reglaj ; 13 — greutăți ; 14 — inel ; 15 — arc ; 16 — bucșă ; 17 — placă antrenare ; 18 — șurub ; 19, 20 — șaibă ; șurub ; 21 — știft antrenare ; 22 — știft.

Cînd motorul este oprit, resorturile **15** readuc greutățile 13 în jurul rotorului, sistemul de plăci **11** și **12** se rotește antrenînd prin știftul 22, plăcuțele **3** și **4**, care permit o cursă a papucilor **9**, maximă.

Odată cu pornirea motorului, forța centrifugă îndepărtează greutățile **13** și sistemul se rotește pînă în poziția unde știftul **21** tamponează fanta de reglaj a plăcuțelor **12**.

Încercările au arătat că pentru o funcționare a pompei la mijlocul domeniului de reglaj, debitul de pornire crește cu circa 200%.

Pompa de injecție, echipată cu dispozitivele descrise mai sus, aduce următoarele avantaje :

— conferă mai multă manevrabilitate automobilului ;
— reduce emisiile poluante la turații joase ;
— pornire mai ușoară ;
— reduce consumul de combustibil.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hess, T., Salogeber, D.* : The Stanadyne Distributor Pump for Medium Duty Dieseles" SAE Techn. Paper Series", 1979, No. 790899, pp. 32

[2] *x x x* : CAV, DPA tandem plunger fuel injection pump hydraulically governed Workshop Manual, 178.

CZ : 621.431

Analiza influenței geometriei acului pulverizatorului asupra desfășurării injecției și arderii la motorul cu antecameră diametrul 165

Dr. ing. Alexe **MANEA**, ing. Constantin **JIANU**, ing. Nicolae **OCHINCIUC**, ing. Ion **GHIONEA** — Institutul Politehnic București
Ing. **MOISESCU** Valeriu — I.N.M.T. București

La motoarele $6V_1$ și $6V_2$, echipate cu un sistem de injecție compus din pompă cu plonjor ∅15, conductă ∅3/∅6 și pluverizator DNOSD 131, s-a constatat modificarea sensibilă a parametrilor jetului după un timp de lucru foarte scurt. Verificările ulterioare ale pulverizatoarelor evidențiază depuneri de calamină în interiorul corpului pulverizatorului, pe suprafața conică de etanșare și pe știft. Una din cauze pare a fi pătrunderea gazelor de ardere din antecameră în corpul pulverizatorului la sfîrșitul injecției, cînd presiunea combustibilului scade. Ipoteza este sprijinită de faptul că pulverizatorul DNOSD 131 are o cursă a acului mare (1,15 mm), în comparație cu pulverizatoarele specifice unor motoare de turație apropiate. Ca urmare, crește timpul necesar acului pentru a reveni pe sediu, ceea ce favorizează pătrunderea gazelor fierbinți în pulverizator [4].

Încercările efectuate cu pulverizatoare DNOSD 130, la care cursa acului este 0,75 mm, confirmă ipoteza menționată.

Micșorarea cursei acului la pulverizatoarele de serie DNOSD 131 determină scăderea corespunzătoare a secțiunii de curgere minimă teoretică între alezajul din corp și știft (fig. 1). În consecință, scade cantitatea de combustibil debitată în camera de ardere și motorul nu poate atinge performanțele energetice impuse. Concluzia este sprijinită și de experimentările efectuate pe motorul de 8 cilindri alezaj ∅165, unde s-au folosit pulverizatoare DNOSD 130, cu secțiune de curgere inferioară (fig. 1) și care au obținut numai 80 CP/cilindru, la turația nominală.

Singura posibilitate de mărire a secțiunii de curgere constă în lărgirea alezajului din pulverizator și implicit a diametrului știftului.

La dimensionarea pulverizatorului, s-a considerat util să se păstreze profilul știftului. În figura 2 se prezintă profilele caracteristice știfturilor pulverizatoarelor 130 și 131. Pentru mărirea secțiunii de curgere profilul a fost translatat în direcția normală pe axa de simetrie cu 0,25 mm. Diametrul știftului s-a mărit de la 2 mm la 2,5 mm. Raportul diametrelor în zona diferențială a acului este 6 : 3,5 [1]. Curbele de variație a secțiunii de curgere minime teoretice în funcție de ridicarea acului sînt prezentate în figura 3.

Verificarea inițială a soluțiilor constructive de pulverizatoare noi s-a realizat prin calcul. Modificările operate în programul [3] se referă la secțiunea de curgere controlat de știft. Coeficientul de debit al acestei secțiuni s-a menținut constant. Rezultatele de calcul indică

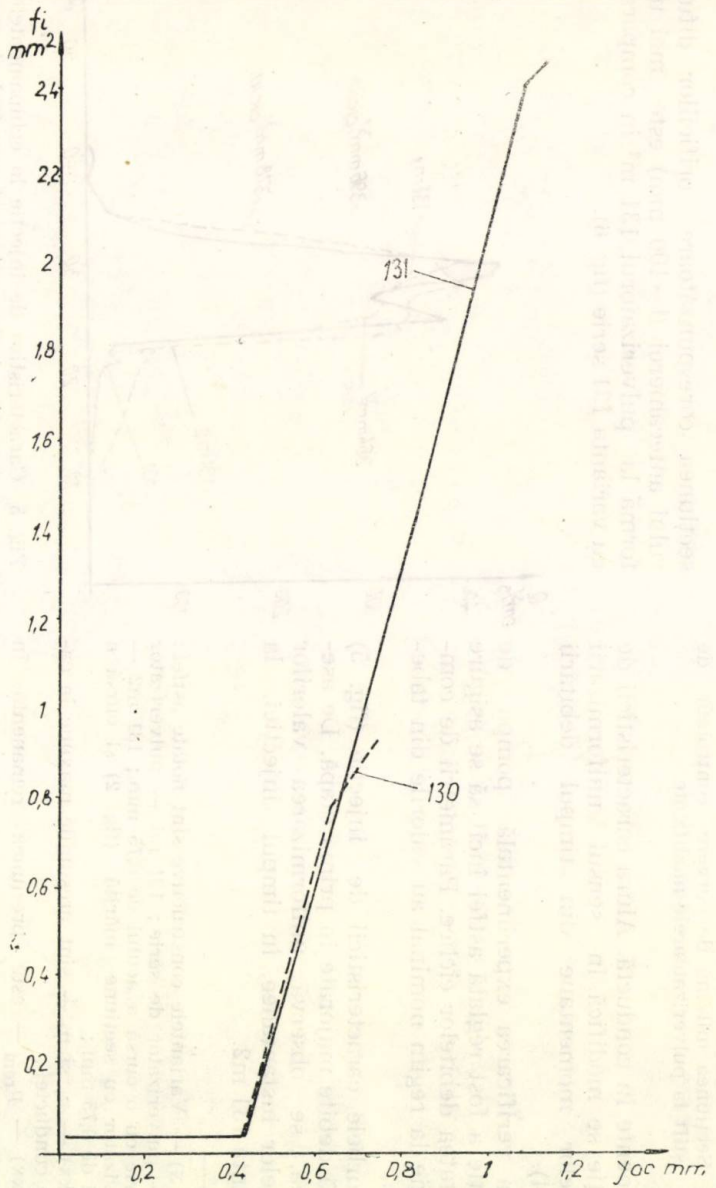
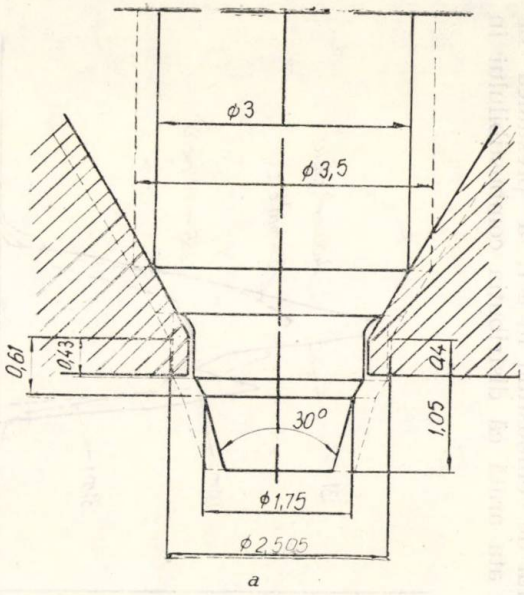
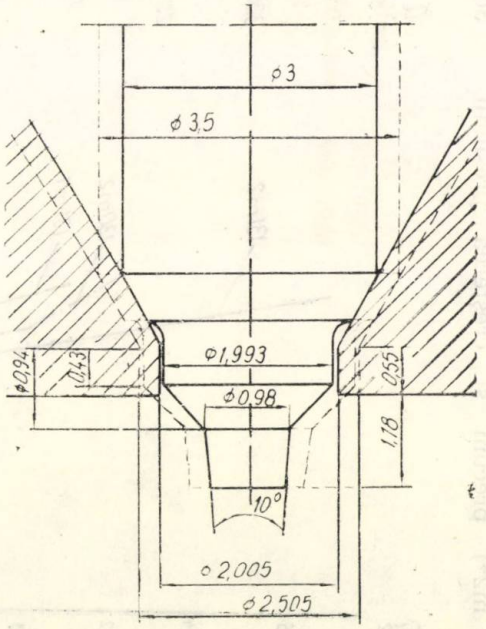


Fig. 1 Secțiunea de curgere controlată de știft la pulverizatoarele DNOSD 130 și DNOSD 131.



a



b

Fig. 2 Geometria știftului la pulverizatoarele de serie și modificate: a- DNOSD 130, b) DNOSD 131.

o reducere sensibilă a debitului ciclic la variantele constructive cu pulverizatoare 131 ml. şi 132 m2*) precum şi creşterea presiunii

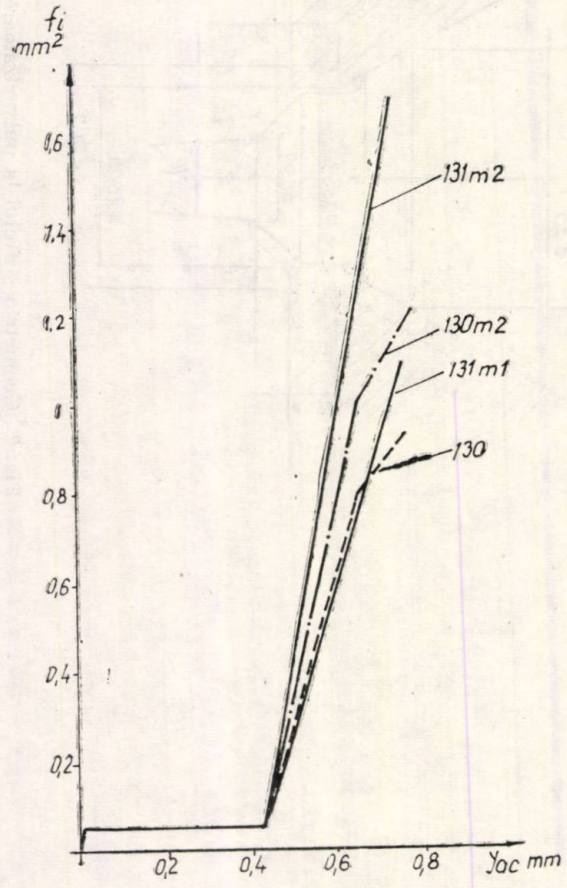


Fig. 3 Secţiunea minimă de curgere controlată de ştift la pulverizatoarele modificate.

remanente în conductă. Alura caracteristicii de injecţie se modifică în sensul uniformizării debitelor momentane din timpul debitării (fig. 4).

La verificarea experimentală pompa de injecţie a fost reglată astfel încît să se asigure egalitatea debitelor ciclice. Parametrii de comparaţie la regim nominal au valorile din tabelul 1.

Curbele caracteristicii de injecţie (fig. 5) indică debite majorate în prima etapă. De asemenea, se observă uniformizarea valorilor debitelor instantanee, în timpul injecţiei, la varianta 131 m2.

x) — Variantele constructive sînt notate astfel: 131 — pulverizator de serie; 131 ml — pulverizator de serie cu o cursă a acului de 0,75 mm; 131 m2 — pulverizator cu secţiune mărită (fig. 2) şi cursă a acului de 0,75 mm;

xx) — p_1 şi p_2 — sînt presiunile maxime la capetele conductei;

xxx) — p_{rem} — este presiunea remanentă în conductă;

θ — durata injecţiei grade rotaţie arbore cu came.

Cercetarea experimentală a geometriei jetului de combustibil în aer, la presiunea de 30 ata arată că distribuţia combustibilului în

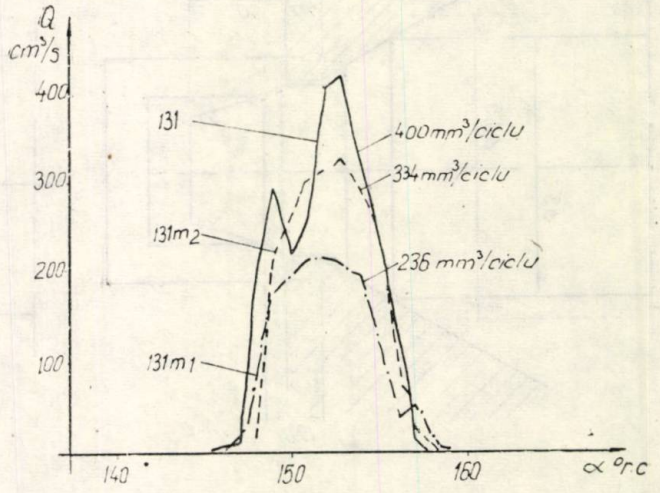


Fig. 4 Caracteristica de injecţie la echipamentele cu trei tipuri de pulverizatoare (valori calculate).

Tabelul 1

Varianta	Q [mmc/ ciclu]	P_1^{**} [kgf/cm²]	P_2^{**} [kgf/cm²]	P_{rem}^{***} [kgf/cm²]	$\theta_{r.c.}$
131	396	675	590	0	18,5
131 ml	364	750	700	75	16
131 m2	378	765	690	30	17,5

secţiunea corespunzătoare orificiilor difuzorului antecamerei (l = 100 mm) este mai uniformă la pulverizatorul 131 m² în comparaţie cu varianta 131 serie (fig. 6).

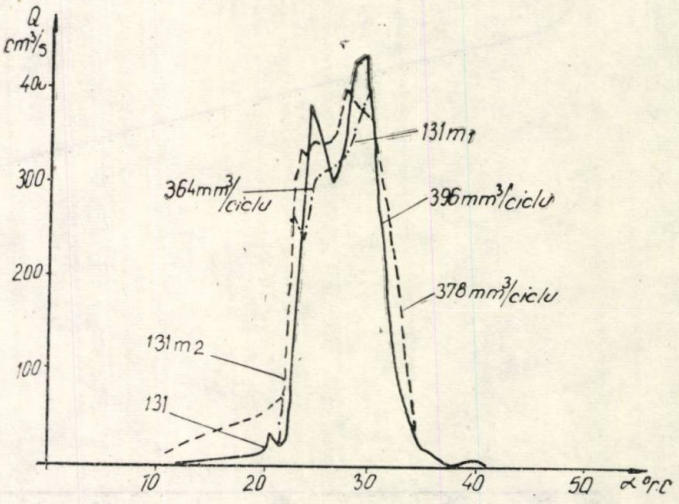


Fig. 5 Caracteristica de injecţie la echipamentele cu trei tipuri de pulverizatoare (valori experimentale).

Pulverizatoarele noi au parcurs, de asemenea, o etapă de verificări experimentale pe monocilindru. Pe caracteristica de turație (fig. 7) se constată o reducere sensibilă a conținutului de funingine din gazele de evacuare,

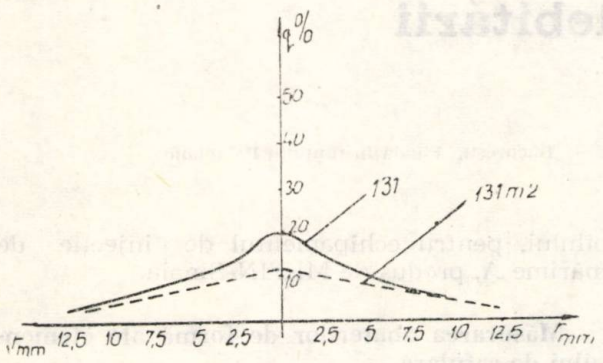


Fig. 6 Variația concentrației combustibilului în jet la pulverizatoarele 131 și 132 m2 (injecție în aer la presiunea de 30 daN/cm²).

ca și o îmbunătățire a economicității de funcționare, în cazul utilizării pulverizatoarelor 131 ml și 131 m2.

Programul de cercetări experimentale a stabilit, de asemenea, creșterea durabilității pulverizatorului 131 m2, față de 131 serie. Limitarea în timp a depunerilor de calamină în canalele pulverizatorului reprezintă probabil motivul reducerii plajei de împrăștiere a valorilor parametrilor funcționali ai motorului.

Concluzii

Cercetarea procesului de injecție la echipamentul ZW, în condițiile folosirii unor pulverizatoare diferite, pune în evidență următoarele particularități :

1. pulverizatoarele cu secțiune micșorată (131 ml 132 m2) determină mărirea regimului de presiuni în conductă ;

2. alura caracteristicii de injecție este mai avantajoasă la echipamentul cu pulverizator 131 m2.

Încercările pe monocilindru demonstrează comportarea satisfăcătoare a variantelor de pulverizatoare, nou proiectate în comparație cu modelul de serie

Gradul de fum nu depășește trei unități (Bosch), în condițiile asigurării consumului specific, propriu motoarelor cu antecameră din aceeași clasă.

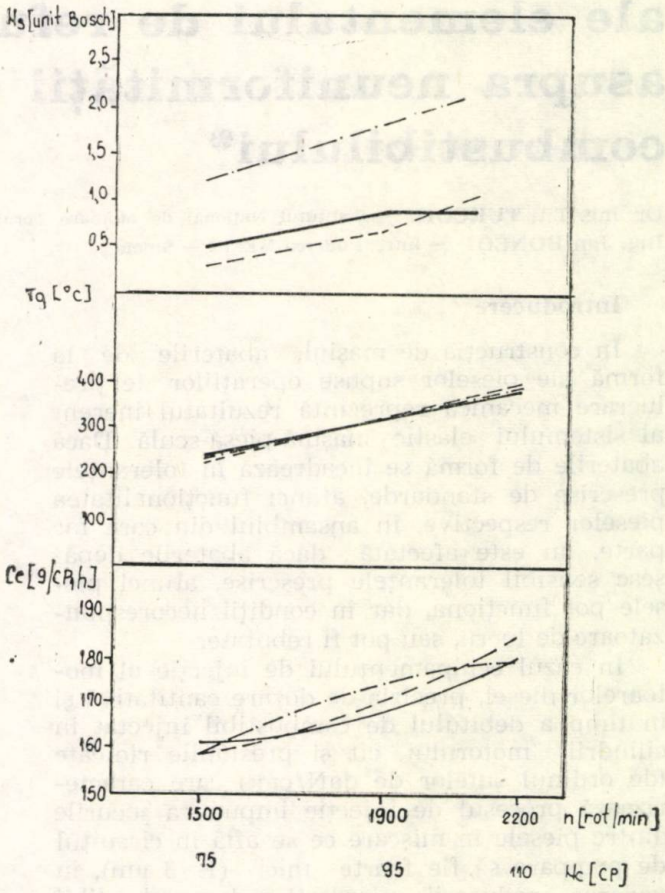


Fig. 7 Caracteristica de sarcină.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fainleib, B. N., Gdubkov, I. G., Klocev, L. A.* : Metodî ispîtanii i issledovanii toplivnei apparaturî avtotraktornîh dizelei, Mașinostroenie, Moskva, 1965.

[2] *x x x* : Bosch — Düsen und Düsenhalter.

[3] *Manea, A.* Model fizico-matematic pentru cercetarea procesului de injecție a combustibilului lichid, Buletinul IPB, nr. 1/1979, pag. 83—89.

[4] *Vasilcenko, I. D., Kozacikov, R. V.* : Vlianie konstrucții forsunki no proțess vpriska v konecinoi faze. Dvigateli vnutrennego sgorania — Respublikanskii mejvedomstvenîi noucino tehniceskii sbornik, Harkov, 1977.

CZ : 621.436

Influența abaterilor de formă ale elementului de refulare asupra neuniformității debitării combustibilului*

Dr. ing. Titi **TURCOIU** — Institutul Național de Motoare Termice — București, Filiala Institutului Politehnic
Ing. Jan **BONCOI** — Întreprinderea MEFIN — Sinaia

Introducere

În construcția de mașini, abaterile de la formă ale pieselor supuse operațiilor de prelucrare mecanică reprezintă rezultatul inerent al sistemului elastic mașină-piesă-sculă. Dacă abaterile de formă se încadrează în toleranțele prescrise de standarde, atunci funcționalitatea pieselor respective, în ansamblul din care fac parte, nu este afectată ; dacă abaterile depășesc sensibil toleranțele prescrise, atunci piesele pot funcționa, dar în condiții necorespunzătoare de lucru, sau pot fi rebutate.

În cazul echipamentului de injecție al motoarelor diesel, precizia de dozare cantitativă și în timp a debitului de combustibil injectat în cilindrii motorului, cît și presiunile ridicate (de ordinul sutelor de daN/cm^2) care caracterizează procesul de injecție impun ca jocurile dintre piesele în mișcare ce se află în circuitul de pompare să fie foarte mici (1—3 μm), în vederea reducerii pierderilor de combustibil prin neetanșeități și a sporirii uniformității debitării. Aceasta conduce la necesitatea execuției elementului de refulare, a supapei de refulare și a pulverizatorului cu o precizie dintre cele mai înalte întîlnite în construcția de mașini. Ca urmare, abaterile dimensionale, de la forma și poziția reciprocă a suprafețelor de lucru ale acestor piese, se prescriu în limite foarte strînse [1].

Pentru elementul de refulare, abaterile de formă prscrise sînt abateri de la forma circulară (rotunjime) și abateri de la forma cilindrică (conicitate) ale bucșei și pistonului sertar este foarte mic, abaterile de formă cu valori importante pot modifica sensibil valoarea acestuia ; ca urmare, se modifică debitul scăpărilor de combustibil către canalul de descărcare și orificiul de colectare al scăpărilor, din bucșă. Efectul imediat îl reprezintă modificarea debitului de combustibil refulat și, deci (în cazul unui echipament de injecție cu mai multe secțiuni de pompare), a uniformității debitării [2].

În acest sens, lucrarea stabilește experimental ponderea cu care abaterile de formă ale cuplului bucșă-piston-sertar intervin în producerea neuniformității de debitare a combustibilului, pentru echipamentul de injecție de mărime A, produs de MEFIN-Sinaia.

Măsurarea abaterilor de formă ale elementului de refulare

Cuplul bucșă-piston-sertar al elementului de refulare de mărime A, se împerechează, astăzi, direct prin rectificare, utilizînd mașina de rectificat Studer și o piatră de rectificat cu granulația 320, care se îndreaptă (tot prin rectificare) după fiecare lot de 30 de piese prelucrate. Evident, uzarea pietrei de rectificat, în cazul prelucrării pieselor unui lot sau a loturilor diferite de piese, determină apariția unor abateri de formă care se pot înscrie într-o distribuție statistică. De exemplu, prin măsurarea abaterilor de formă (rotunjime și conicitate) ale bucșei și pistonului-sertar, pentru un lot de 309 elementi de refulare de mărime A, s-au obținut distribuțiile prezentate în figurile 1 . . . 3.

Abaterile de la circularitate (rotunjime) s-au măsurat, în zona activă a bucșei și pistonului-sertar (în zona capului), cu aparatul

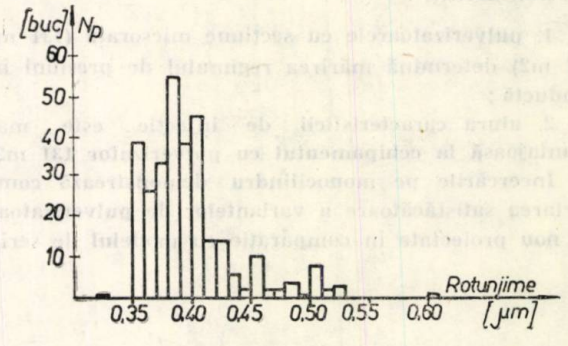


Fig. 1 Dispersia pistoanașelor în funcție de rotunjime.

„Talyrond". Abateriale de la cilindricitate (conicitate) s-au măsurat cu aparatul „Talytron", considerînd capul elementului de refulare cu abaterea nulă și fusta acestuia cu abaterea reală. Pot rezulta astfel, atît conicități pozitive cît și conicități negative.

* Lucrarea a fost prezentată la a treia sesiune jubiliară de comunicări tehnico-științifice.

În vederea stabilirii influenței rotunjimii și conicității elementului de refulare asupra neuniformității de debitare a combustibilului,

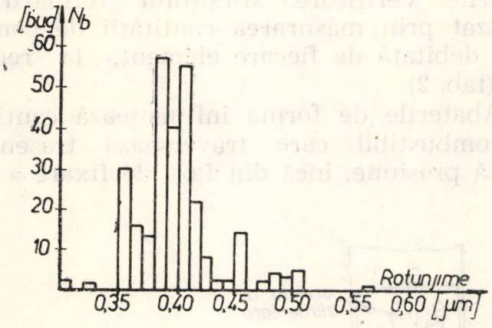


Fig. 2 Dispersia bucșelor în funcție de rotunjime.

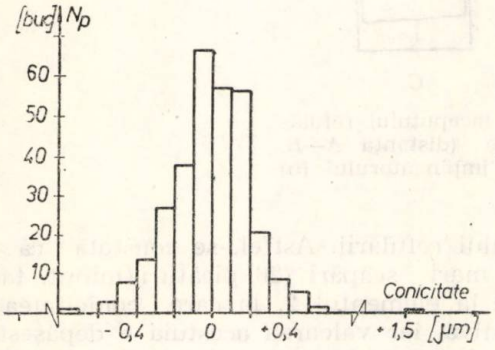


Fig. 3 Dispersia pistonașelor în funcție de conicitate.

s-au selectat cinci cuplări bucșă-piston-sertar (tabelul 1) din lotul măsurat, la care abaterile de formă considerate se înscriu atît în limitele prescrise de uzină, cît și în afara acestora. Ulterior, cuplurile s-au încercat la debit pe un stand de injecție.

Valorile abaterilor de formă ale elementelor de refulare selectate

Tabelul 1

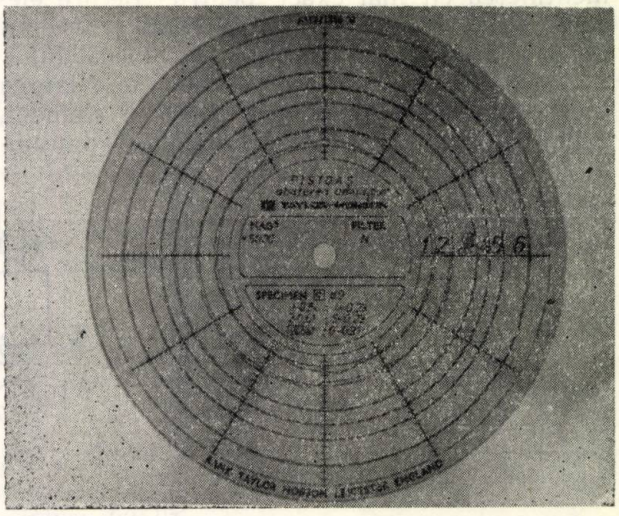
Abaterea Val. prescrisă La / Elementul	Rotunjime [µm] ⩽ 0,5			Conicitate [µm] ⩽ 1		
	Piston	Bucșă	Element *	Piston	Bucșă	Element
1	0,54	0,31	0,425	+0,1	+0,6	+0,5
2	0,61	0,54	0,575	+1,5	+0,2	—1,3
4	0,23	0,31	0,270	—0,3	+0,7	+1,0
5	0,23	1,07	0,650	—0,4	—0,2	+0,2
6	0,31	0,39	0,350	0	—0,1	+0,1

* media rotunjimii bucșei și pistonului-sertar

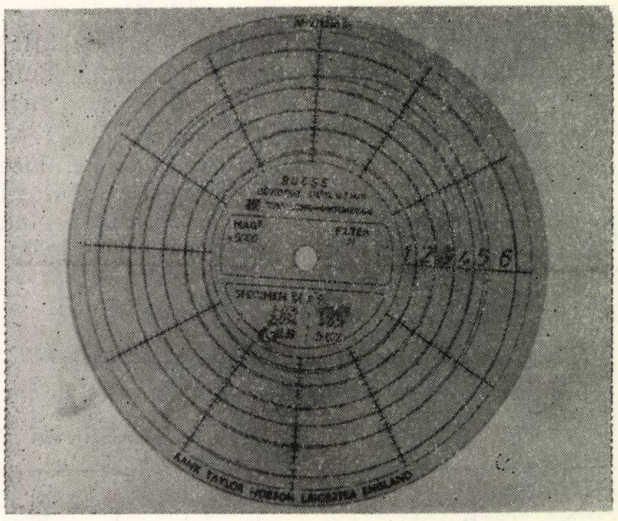
Îr figura 4 sînt prezentate înregistrările abaterilor de la circularitate ale pistonașelor (fig. 4 a) și bucșelor (fig. 4 b), în zonele de măsurare, iar în figura 5, schema de asamblare a acestora, ținînd seama de conicitățile măsurate cu aparatul „Talytron".

Reglarea cuplurilor de refulare

Cuplurile bucșă-piston-sertar selectate au fost montate succesiv pe aceeași secțiune de pompare și reglare la două valori ale debitului



a



b

Fig. 4 Forma circumferinței pistonașelor (a) și bucșelor (b), înregistrată cu aparatul „Talyrond".

de combustibil refulat : reglajul RI (74 mm³/ciclu, la turația axului pompei de injecție de 900 rot/min), corespunzător sarcinii pline a motorului de serie D—110 (echipat cu pompă

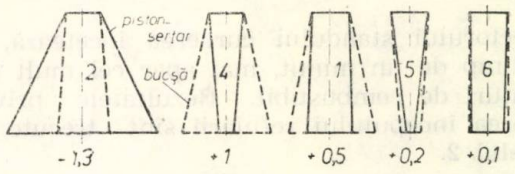


Fig. 5 Ansamblul bucșă-piston-sertar reprezentat (la o scară arbitrară) în funcție de conicitatea măsurată la fusta elementului de refulare.

de injecție de mărime A) și reglajul R2 (40 mm³/ciclu, la turația axului pompei de 350 rot/min), corespunzător unei sarcini parțiale a motorului respectiv.

Acuratețea cercetării solicită, în acest caz, menținerea cît mai exact, pentru fiecare element de refulare, a aceluiași început cît și sfîrșit al refulării combustibilului. În acest sens, s-a procedat la fixarea începutului refulării pentru fiecare element, prin poziționarea muchiei frontale a pistonului-sertar față de marginea superioară a orificiului de descărcare din bucșă (fig. 6, a), astfel încît, să se respecte cursa preliminară de 3 mm (fig. 6 b), prescrisă de MEFIN—SINAIA [3].

Pistonul-sertar al elementului de refulare se consideră în poziția de început a refulării dacă, la cursa preliminară stabilită, atunci cînd prin conducta de înaltă presiune curge combustibil la presiunea de lucru a standului (33—37 daN/cm²), la ștuțul șurubului-ventil al injectorului standului curgerea încetează, iar în timp de un minut, mai apar cel mult șase picături de combustibil. Rezultatele privind fixarea începutului refulării sînt trecute în tabelul 2.

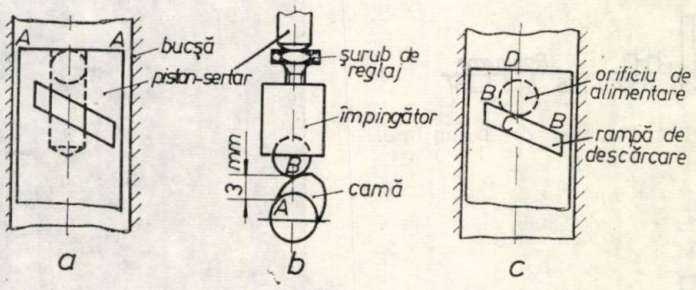


Fig. 6 Schemă pentru precizarea începutului refulării (a), cursei preliminare (distanța A—B, măsurată pe verticală) a împingătorului (b) și sfîrșitului refulării (c).

Valorile obținute la verificarea începutului și sfîrșitului refulării, la elementele selectate

Tabelul 2

Parametrul / Elementul	Rotunjime [μm]	Conicitate [μm]	Începutul refulării [picături/min]	Sfîrșitul refulării [mm³/ciclu] la R1
1	0,425	+0,5	19	74
2	0,575	—1,3	26	74
4	0,270	+1,0	8	74
5	0,650	+0,2	3	74
6	0,350	+0,1	3	74

Fixarea sfîrșitului refulării constă în precizarea poziției muchiei BB (fig. 6, c) a rampei de descărcare practicată în pistonul-sertar față de orificiul de descărcare din bucșă, astfel încît, segmentul CD de pe generatoarea pistonului-sertar să aibă aceeași lungime (la un reglaj dat al debitului de combustibil), în toate cazurile. Verificarea sfîrșitului refulării s-a realizat prin măsurarea cantității de combustibil debitată de fiecare element, la reglajul dat (tab. 2).

Abaterile de formă influențează cantitatea de combustibil care traversează traseul de înaltă presiune, încă din faza de fixare a începutului refulării. Astfel, se constată că cele mai mari scăpări (26 picături/minut, tab. 2) apar la elementul 2, la care conicitatea este negativă, iar valoarea acestuia o depășește pe cea prescrisă (la aceasta contribuie și faptul că rotunjimea elementului este mai mare de 0,5 μm). Scăpările de combustibil se atenuează dacă conicitatea este pozitivă, dar rotunjimea se păstrează la valori apropiate de cele prescrise (de exemplu, elementul 1). La cuplurile de refulare cu conicitate pozitivă importantă (apropiată de μm) și rotunjime mult mai mică decît valoarea prescrisă, se realizează o etanșare corespunzătoare, astfel încît scăpările de combustibil se încadrează în limitele prescrise.

Încercarea la debit

Influența rotunjimii și conicității elementului de refulare asupra neuniformității debitării combustibilului s-a pus în evidență, prin măsurarea cantității de combustibil refulat de fiecare element, la diferite turații ale axului pompei de injecție (s-a folosit standul de injecție Bosch EP 871 S, existent în laboratorul de încercări al intreprinderii MEFIN-Sinaia). În timpul măsurării debitului de combustibil, cremaliera pompei de injecție s-a blocat în poziția reglajului stabilit (R1 sau R2), regulatorul pompei fiind scos din funcțiune. De asemenea, temperatura combustibilului s-a menținut constantă (40°C).

Neuniformitatea debitării, în ipoteza că toate cuplurile de refulare montate pe aceeași

secțiune de pompare s-ar încerca simultan, s-a apreciat prin gradul de neuniformitate calculat cu relația :
$N = 2\,(Q_1 - Q_2) \cdot 100 / (Q_1 + Q_2)$ [%], în care Q_1 este cantitatea ciclică de combustibil refulat de elementul la care abaterea de formă are valoarea cea mai mică, față de abaterea prescrisă, iar Q_2, cantitatea ciclică de combustibil refulat de celelalte elemente de refulare încercate.

Reprezentarea grafică a variației gradului de neuniformitate, cu reglajul de debit, cu turația axului pompei și cu abaterile de formă, este arătată în figurile 7 . . . 10.

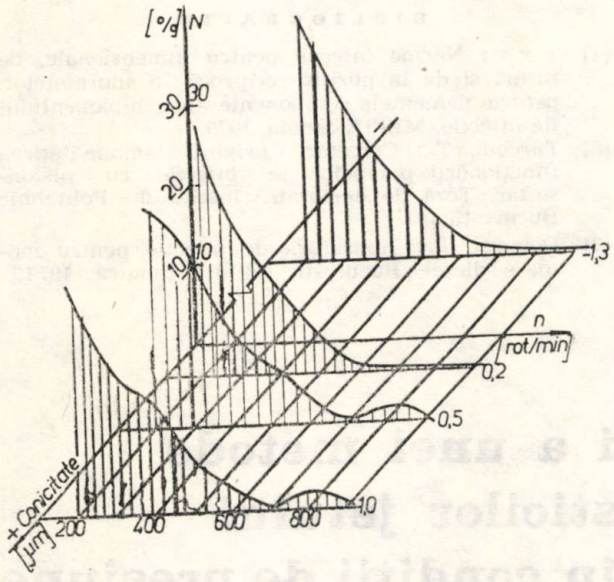


Fig. 7. Variația gradului de neuniformitate cu turația și conicitatea la reglajul R1.

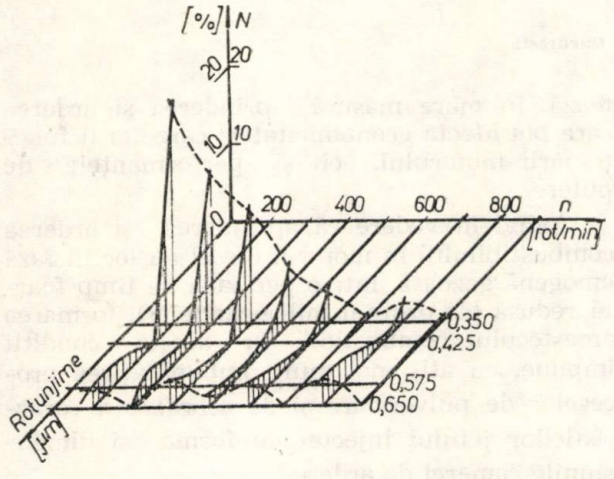


Fig. 8 Variația gradului de neuniformitate cu turația și rotunjimea, la reglajul R1.

Analiza curbelor de variație a neuniformității debitării, cu conicitatea și turația axului pompei de injecție (fig. 7 și 9), pune în evidență faptul că, la cea mai mică turație încercată, indiferent de reglajul de debit, gradul de neuniformitate a debitării combustibilului este de circa 30%. De asemenea, ca tendință generală, gradul de neuniformitate crește cu scăderea turației, indiferent de sensul și valoarea

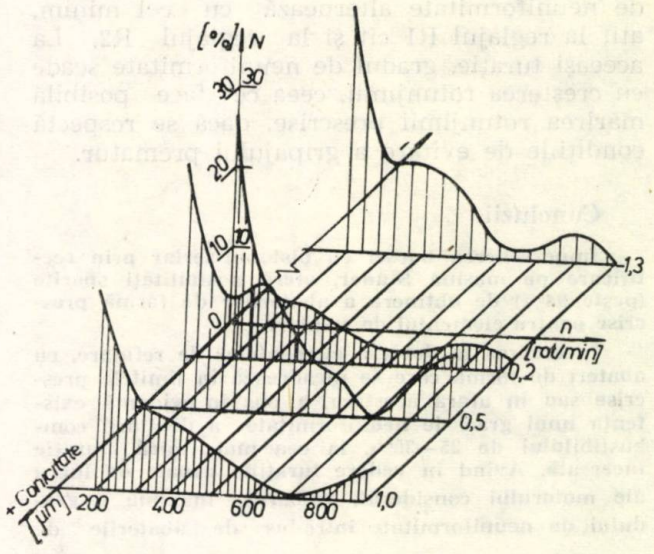


Fig. 9 Variația gradului de neuniformitate cu turația și conicitatea, la reglajul R2.

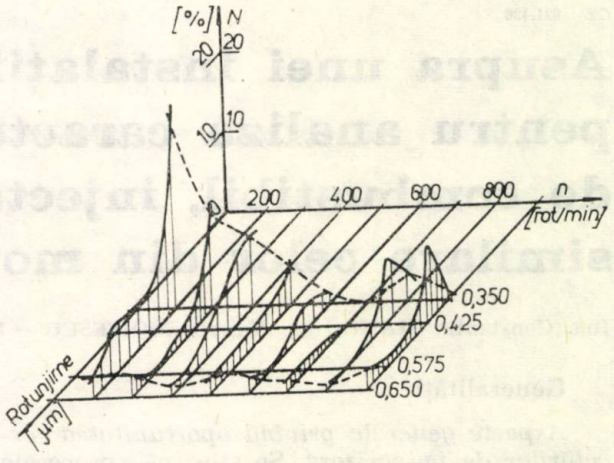


Fig 10. Variația gradului de neniformitate cu turația și rotunjimea, la reglajul R2.

conicității. La toate turațiile încercate, însă, valorile comparabile ale gradului de uniformitate, la valori și sensuri diferite ale conicității elementului de refulare, pun în evidență faptul că elementele cu conicități de sensuri diferite, sau cu valori care depășesc limitele prescrise, se comportă asemănător din punct de vedere al uniformității debitării. Aceasta poate permite mărirea conicității prescrise, cu avantaje economice evidente, dacă la proba de anduranță cuplurile bucșă-piston-sertar nu dau semne de gripaj prematur.

Curbele de variație a neuniformității debitării cu rotunjimea și turația (fig. 8 și 10) arată că gradul de neuniformitate are valori de circa

25%, la cea mai mică turație încercată. Tendința de creștere a gradului de neuniformitate cu scăderea turației se păstrează numai pentru o singură valoare a rotunjimii (0,35 μm). Pentru celelalte valori considerate (chiar și în afara limitei prescrise), nivelul maxim al gradului de neuniformitate alternează cu cel minim, atît la reglajul R1 cît și la reglajul R2. La aceeași turație, gradul de neuniformitate scade cu creșterea rotunjimii, ceea ce face posibilă mărirea rotunjimii prescrise, dacă se respectă condițiile de evitare a gripajului prematur.

Concluzii

Imperecherea bucșei cu pistonul-sertar prin rectificare pe mașina Studer, oferă posibilități sporite (peste 94%) de obținere a abaterilor de formă prescrise pentru elementul de refulare.

Încercarea la debit a elementelor de refulare, cu abateri de formă care se încadrează în limitele prescrise sau în afara acestora, a pus în evidență existența unui grad de neuniformitate a debitării combustibilului de 25—30%, la cea mai mică turație încercată. Avînd în vedere turațiile uzuale de lucru ale motorului considerat, valoarea maximă a gradului de neuniformitate introdus de abaterile de formă ale elementului de refulare se consideră de circa 14% (în jurul turației de 800 rot/min), valoare care se încadrează în limitele prescrise pentru aceste turații [3]. Ca urmare, se apreciază că abaterile de formă ale elementului de refulare (atît cele cu valori în limitele prescrise, cît și cele cu valori mai mari decît acestea) influențează relativ puțin uniformitatea debitării. Aceasta permite mărirea limitei admisibile pentru abaterile de formă ale elementului de refulare și introducerea acestuia în exploatare, dacă la proba de anduranță nu apar semne de gripaj prematur.

Valorile noilor abateri prescrise trebuie stabilite prin probă de anduranță și corelate cu condiții noi de calitate a prelucrării suprafețelor de lucru. În acest fel este posibil ca, din punct de vedere al abaterilor de formă, înperecherea bucșei cu pistonul-sertar să se realizeze la procentul maxim.

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x*: Norme interne pentru dimensionale, de formă și de la poziția reciprocă a suprafețelor, pentru elementele componente ale echipamentului de injecție. MEFIN-Sinaia, 1979.

[2] *Turcoiu, T.*: Cercetări privind îmbunătățirea funcționării pompelor de injecție cu piston-sertar. Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1979.

[3] *Doinaru, L.*: Aparatura de injecție pentru motoare diesel. București, Editura tehnică, 1973.

CZ : 621.436

Asupra unei instalații și a unei metode pentru analiza caracteristicilor jetului de combustibil, injectat în condiții de presiune similare celor din motor

Ing. Constantin **JIANU**, ing. Valeriu **MOISESCU** — I.N.M.T. București

Generalități

Aspecte generale privind oportunitatea cercetărilor de pulverizare. Se știe că procesele de ardere din motorul diesel sînt determinate de numeroși factori cum sînt : caracteristicile fizico-chimice ale combustibilului, caracteristica de injecție, caracteristicile jetului pulverizat, geometria camerei de ardere, mișcarea aerului, etc.

În ultimă instanță, optimizarea arderii presupune realizarea unei bune corelări între sistemul de injecție și soluția energetică a motorului.

Pentru a satisface cerințele motorului este necesar un studiu sistematic, atît asupra procesului de injecție, cît și asupra procesului de pulverizare.

Chiar atunci cînd caracteristica de injecție este favorabilă, felul în care se realizează pulverizarea combustibilului injectat influențează, în mare măsură, aprinderea și arderea care pot afecta economicitatea, caracterul funcționării motorului, cît și performanțele de putere.

Avînd în vedere că aprinderea și arderea combustibilului în motorul diesel au loc în fază omogenă gazoasă, într-o perioadă de timp foarte redusă (de ordinul milisecundelor), formarea amestecului combustibil în aceste condiții impune, cu atît mai mult, îmbunătățirea proceselor de pulverizare și de acordare a caracteristicilor jetului injectat cu forma și dimensiunile camerei de ardere.

Acționînd asupra mărimilor direct accesibile — parametrii geometrici și de reglaj ai elementelor sistemului de injecție, rezultatele asupra arderii în două camere diferite pot fi diametral opuse, chiar dacă modificarea a fost aparent neînsemnată (cum ar fi modificarea

diametrului orificiului pulverizatorului) ; se schimbă astfel penetrația și structura dimensională a jetului de combustibil injectat.

Este evident că analiza procesului de injecție este necesară, dar nu și suficientă și trebuie completată cu analiza procesului de pulverizare.

Pe de altă parte, jetul de combustibil, injectat la valori ale contrapresiunii aerului similare celor din motor, se comportă mult diferit, în raport cu cel rezultat din injecția în aer, la presiunea atmosferică.

Deci rezultatele studiului asupra jetului produs în aer fără suprapresiune nu sînt concludente, pentru a acorda forma și dimensiunile antecamerei cu caracteristicile jetului, cît și pentru interpretarea rezulatelor la cald.

De aici necesitatea de a investiga și cunoaște comportarea injecției în aer, la valori ale presiunii apropiate de cele din motor.

Caracteristici reprezentative pentru jetul de combustibil pulverizat. Este cunoscut că combustibilul injectat în antecameră se prezintă sub forma unui jet, de anumite formă și dimensiuni, constituit din picături cu o distribuție după dimensiuni și viteze. Forma și dimensiunile acestui nor de picături definesc geometria jetului, iar mărimea și repartiția dimensională a picăturilor definesc calitatea pulverizării.

Din punct de vedere metodologic, se pot stabili patru grupe de caracteristici și mărimi reprezentative, pe baza cărora se apreciază și se compară un jet pulverizat, și anume : caracteristica geometrică, repartiția cantitativă a combustibilului în jet, diametrul caracteristic și caracteristica distribuției dimensionale a picăturilor.

Din punct de vedere geometric, un jet este determinat, dacă se cunoaște unghiul de pulverizare, sau evazarea jetului și penetrația acestuia.

Caracterul deplasării vîrfului jetului este determinat de picăturile mari care posedă energia cinetică maximă și care sînt înlocuite permanent în timpul mișcării. Deși circulația în interiorul jetului se apropie mai mult de dinamica în jetul turbulent, pentru studiul penetrației care privește jetul în ansamblu este suficient să urmărim deplasarea părții frontale a jetului.

Curbele experimentale de variație a penetrației jetului de combustibil pulverizat se obțin uzual, prin foto-înregistrări stroboscopice, cadru cu cadru, sau prin cinematografiere rapidă.

Curbele de variație a vitezei medii axiale de mișcare a vîrfului jetului se obțin din primele, prin derivare grafică ; orice dispozitiv mecanic introdus în jet ar denatura distribuția vitezelor.

Unghiul de pulverizare se poate determina, atît uzînd de fotoînregistrarea formei jetului, fie din caracteristica distribuției spațiale a combustibilului în jet, folosind liniile de minimă densitate.

Caracteristica repartiției cantitative a combustibilului în jet, mărime prin excelență experimentală, este funcția cantității de combustibil depus pe o suprafață de 1 cm^2, într-o secundă funcția de raza zonei circulare a secțiunii jetului. Din prelucrarea acestor caracteristici derivă curbele densității fluxului de combustibil și curbele densității repartiției combustibilului pe secțiunile jetului, cum și distribuția spațială a combustibilului construind liniile de egală densitate.

Ultima caracteristică, arătînd unde se concentrează și cum se distribuie combustibilul în volumul jetului, prezintă interes practic deosebit deoarece oferă imaginea modului cum combustibilul se repartizează în antecamera motorului.

Simpla observație a formei jetului nu poate oferi concluzii concrete asupra structurii spațiale a combustibilului în jet.

Această caracteristică este esențială pentru mecanismul evaporării, formarea amestecului și ardere.

Ca diametru caracteristic, se folosește (în majoritatea cazurilor) diametrul mediu al picăturilor, pentru a caracteriza finețea apelîndu-se uneori și la diametrul maxim. Acesta se utilizează în calculele evaporării și arderii picăturilor în jet și la determinarea orientativă a mișcării jetului.

O medie neputînd caracteriza complet toate proprietățile sistemului de picături, ci doar una, calculul diametrului mediu al picăturilor se face în funcție de acea proprietate determinantă care se încearcă a fi reprezentată prin acest diametru. Astfel deosebim relații de calcul de forma :

$$D_{mn} = \frac{\Sigma i \cdot d^m}{\Sigma i \cdot d^n}$$

unde :

i — număr de picături cu dimensiunea d ;
d — valoarea curentă a diametrului picăturilor ;
m, n — exponenți ;
D — diametrul mediu.

Caracteristica distribuției dimensionale a picăturilor în jet permite a se aprecia calitatea pulverizării, în general, și a uniformității acesteia, în special. Aceasta, deoarece în jet existînd o gamă dimensională largă de picături, diametrul mediu caracterizează insuficient dispersia ; la aceeași valoare a diametrului mediu pot exista diferite caracteristici de distribuție a picăturilor după dimensionări. Se utilizează atît curbele de frecvență (diferențiale), cît și cele sumă (integrale). Curbele relative se pretează mai ușor la compararea de caracteristici, decît curbele absolute.

Descrierea și funcționarea instalației

În cadrul institutului s-a conceput și realizat o instalație experimentală, cu ajutorul căreia se pot determina caracteristicile jetului de combustibil injectat în aer staționar, la presiuni apropiate de cele din motor, pentru sistemul de injecție indirectă, în vederea corelării acestuia cu forma și dimensiunile antecamerei. Astfel, se pot obține date privind distribuția cantitativă a combustibilului în jet, unghiul real al jetului și evoluția penetrației în timpul injecției, în condiții de presiune similare celor din motor.

Instalația este alcătuită în principal din două camere de pulverizare cilindrice identice, constructiv dimensionate pentru presiunea de 100 bar, cu posibilități de presurizare la valori controlate, o schemă cu traductor, modul formator de impulsuri și bloc de alimentare becuri și un dispozitiv pentru măsurarea duratelor de timp între impulsuri succesive (cronometru de interval), toate montate pe un cărucior suport mobil (fig. 1).

Una din camere este prevăzută cu un dispozitiv pentru prelevarea probelor privind distribuția cantitativă a combustibilului, în diferite secțiuni transversale ale jetului, situate la diverse distanțe de duza pulverizatorului.

Camerele de pulverizare sînt niște recipienți de presiune, cu dimensiunile ∅ 168/143—1000 mm, cu capacul superior sudat și capacul inferior demontabil. Pe capacul superior este montat suportul injectorului, priza pentru presurizare și manometrul de control, iar pe capacul inferior există montată priza pentru depresurizare și scurgere, controlată de ventil.

Dispozitivul pentru preluarea caracteristicii repartiției cantitative a combustibilului într-o secțiune transversală a jetului poate culisa în alezajul camerei de pulverizare, fără a se roti și se poate fixa la o distanță (care este multiplu de 30 mm), în raport cu orificiul pulverizatorului. Acest dispozitiv are la partea superioară captatorul de combustibil, format din tuburi metalice, cu diametrul interior de 2 mm și pasul de 2,5 mm, dispuse diametral.

La capacul dinspre jet tuburile sînt calibrate și prezintă munchii ascuțite, iar la partea inferioară ale acestora se montează conducte flexibile, care, prin intermediul unor ștuțuri metalice cu poziție fixă în pîlnia montată la partea inferioară a dispozitivului, permit combustibilului captat în tuburi să se scurgă în eprubetele gradate. Suportul eprubetelor se montează, prin înzăvorîre, în terminația cilindrică a pîlniei, într-o poziție fixă. Proba se scoate prin extragerea suportului cu eprubete; restul dispozitivului este reținut de un opritor la partea inferioară a camerei de pulverizare.

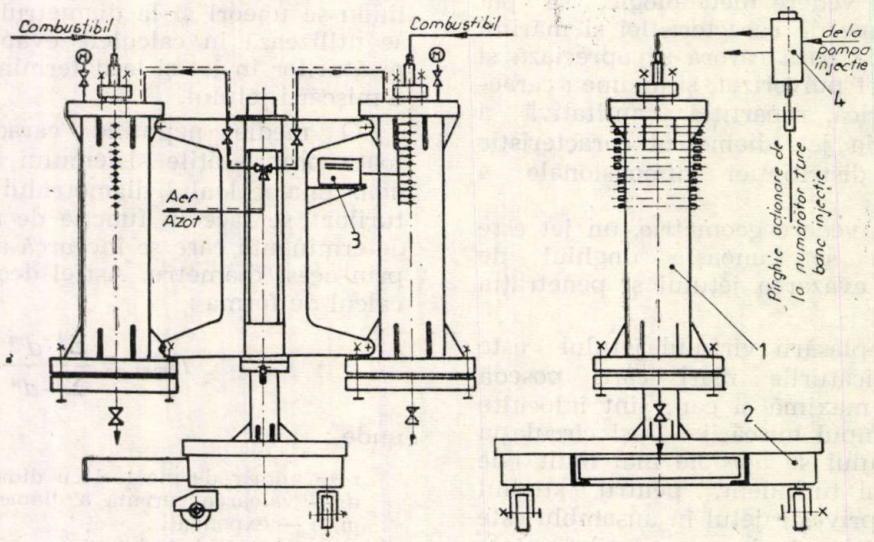


Fig. 1 Schema instalației experimentale.
1 — camera de pulverizare ansamblată; 2 — cărucior cuptor-ansamblu; 3 — dispozitiv pentru măsurarea duratelor de timp, bloc de alimentare și modul formator de impulsuri; 4 — distribuitor hidraulic.

A doua cameră este destinată pentru determinarea evoluției penetrației jetului în procesul injecției, în care scop este prevăzută cu 11 perechi de orificii coaxiale, situate pe generatoare, opuse diametral la distanțe de 30 mm, prin care se pot transmite fascicule de lumină la niște fotodiode.

Eprubetele sînt astfel dispuse, încît se poate citi ușor legea de distribuție a combustibilului în secțiunea transversală a jetului.

Pentru a determina evoluția jetului în timpul injecției se dotează o cameră cu dispozitive optice și fototraductori.

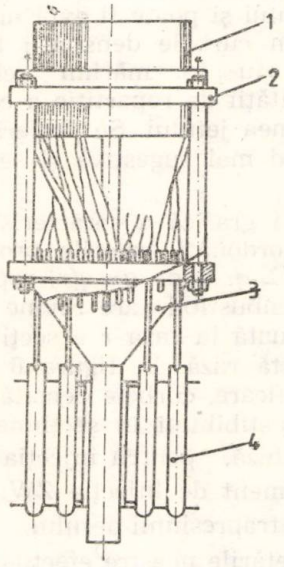


Fig. 2 Schița dispozitivului pentru prelevat proba de repartiție cantitativă a combustibilului.
1 — captator ; 2 — piston-culisă ; 3 — pîlnie ; 4 — suport cu eprubete

mină emis de dispozitivul optic și recepționat de traductorul cu fotodiodă.

Dispozitivul optic constă dintr-o montură metalică care cuprinde în principal : partea de etanșare față de cameră, prevăzută cu o pastilă de sticlă clară, un sistem optic, un bec electric de 5 W/24 V plasat într-un șurub de reglaj, care permite varierea distanței sursei de lumină în raport cu lentila. Fasciculele de lumină concentrată emise de aceasta traversează camera intersectînd axa geometrică a orificiului pulverizatorului și luminează continuu traductoarele coaxiale montate tot pe peretele camera de pulverizare, diametral opus.

În scopul măsurării timpului în care are loc evoluția jetului de combustibil produs de pulverizator, s-a conceput un dispozitiv electronic care este capabil să măsoare timpul în care jetul (din momentul apariției lui) parcurge distanțele egale existente între orificiile camerei. Acest dispozitiv, numit cronometru de interval, a fost conceput și realizat cu ajutorul Catedrei de radiocomunicații din I. P. București.

Blocul formator de impulsuri (fig. 3) are rolul de a produce o succesiune de impulsuri treaptă, nivel TTL, la intervale de timp coresFig. 3 Schema bloc a instalației (traductor, modul formator de impulsuri și bloc de alimentare) pentru determinarea evoluției penetrației jetului.

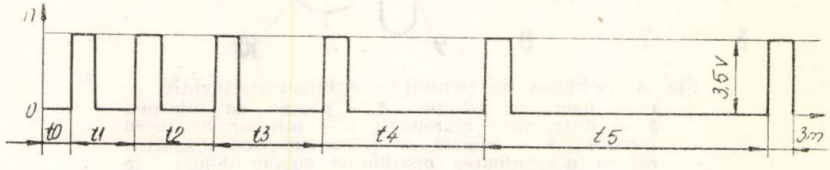


Fig. 4 Diagrama de impulsuri succesive la ieșirea din modulul formator de impulsuri.

Urmărirea vîrfului jetului de combustibil care avansează în camera de pulverizare se realizează prin opacizarea fasciculului de lupunzătoare distanțelor parcurse de jet, care sînt egale între ele și de mărime cunoscută (fig. 4).

Mai departe, dispozitivul electronic de afișare cronometru de interval produce afișarea timpilor de mai sus, în microsecunde.

Domeniul de măsură a intervalelor de timp este cuprins între 50 microsecunde și 9,999 milisecunde. Alte caracteristici sînt : afisaj numeric cu 4 cifre, posibilități de numerare a duratelor primelor 5 intervale dintr-o succesiune de impulsuri (duratele pot fi citite pe rînd prin comutări, din același afisaj), rezoluția măsurării unei microsecunde, ștergerea memoriei manual.

Metoda de lucru

Pentru a stabili distribuția combustibilului în jet și geometria jetului (adică forma și dimensiunile acestuia), se efectuează o serie de determinări experimentale cuplînd instalația pentru studiul comportării jetului cu un banc obișnuit și încercări echipamente de injecție, pe care se montează și antrenează sistemul de injecție analizat (fig. 5).

Înainte de a trece la studiul comaortării injecției în condiții de presiune, se efectuează reglajul echipamentului de injecție pentru regimul de lucru dorit și se execută controlul ruperii și formei jetului.

Pentru a determina caracteristica repartiției cantitative a combustibilului, într-o secțiune transversală a jetului situată la o anumită depărtare de duză, se prelevează pe două diametre perpendiculare pentru un număr prestabilit de cicluri. Fiecare determinare presupune presurizarea și depresurizarea camerei de pulverizare pentru fiecare caracteristică.

Această caracteristică de distribuție indică dispersia jetului și poate fi exprimată în valori absolute, prin curbele densității fluxului de combustibil, sau în mărimi relative, prin curbele densității de repartiție a combustibilului pe secțiunea jetului. Se preferă ultima exprimare, fiind mai sugestivă și se pretează la comparații.

Prezentrea grafică a caracteristicii relative cuprinde în ordonată valorile procentuale ale raportului $q/\Sigma q$, unde $q=q(r)$ reprezintă cantitatea de combustibil care revine unității de suprafață situată la raza r a secțiunii, și în abscisă această rază. În figura 6 se prezintă, spre exemplificare, curbele densității de repartiție a combustibilului în secțiunea situată la 100 mm de duză, pentru injecția obținută de la un echipament de injecție ZW, la diferite valori ale contrapresiunii aerului.

Din ecercetările noastre efectuate pe același echipament de injecție (care a diferit numai prin geometria pulverizatorului), s-a constatat că influența valorii presiunii aerului în care se efectuează injecția se manifestă diferit asupra repartiției combustibilului în jet, în aceleași condiții de lucru (fig. 7).

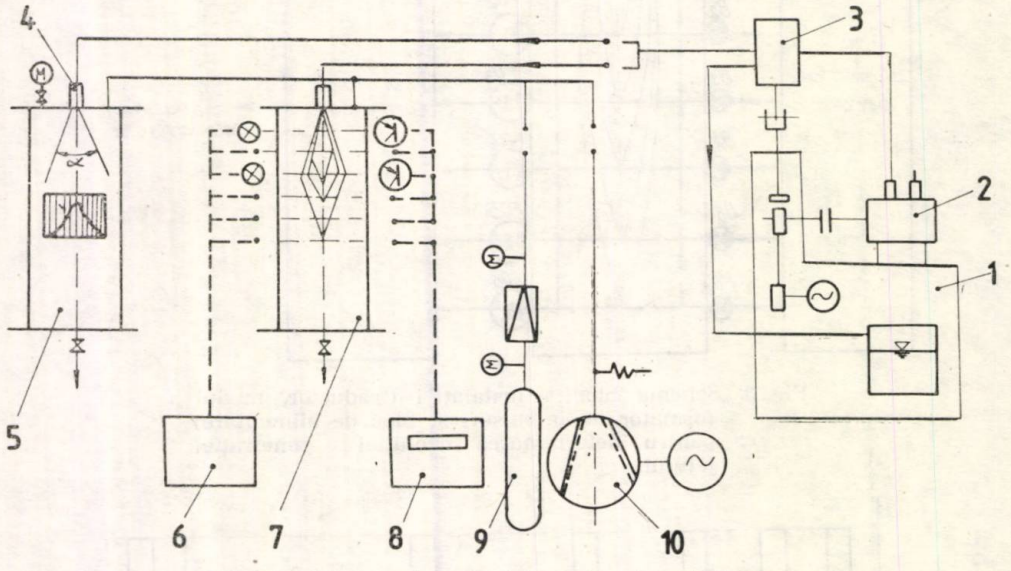


Fig. 5 Schema de principiu a bazei materiale.
1 — banc de injecție ; 2 — pompa de injecție ; 3 — distribuitor hidraulic ; 4 — injector de lucru (probă) ; 5 — cameră de pulverizare cu dispozitiv pentru determinarea distribuției combustibilului în jet ; 6 — bloc de alimentare becuri ; 7 — cameră de pulverizare cu sistem pentru urmărirea evoluției penetrației jetului.

Distribuția spațială a combustibilului în jet, se trasează, utilizînd curbele densității de repartiție a combustibilului, pentru diferite sec-

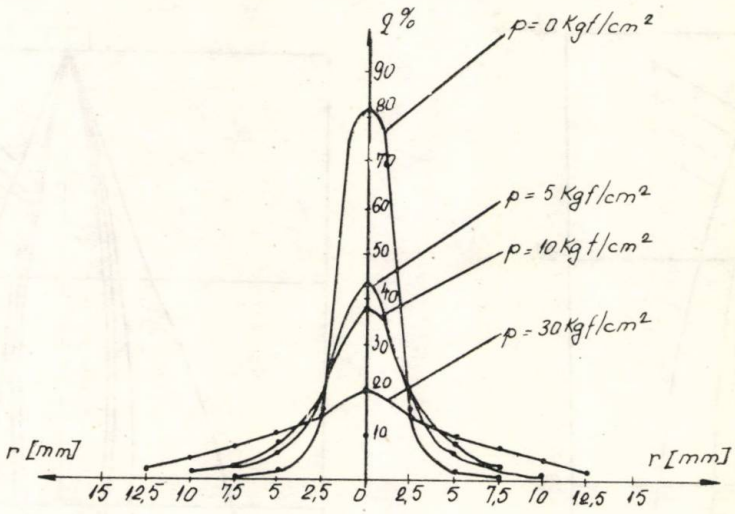


Fig. 6 Curbele densității repartiției combustibilului la diferite presiuni ale aerului, la distanța $L = 100$ mm de duză, pentru pulverizatorul DNOSD 131 RO.

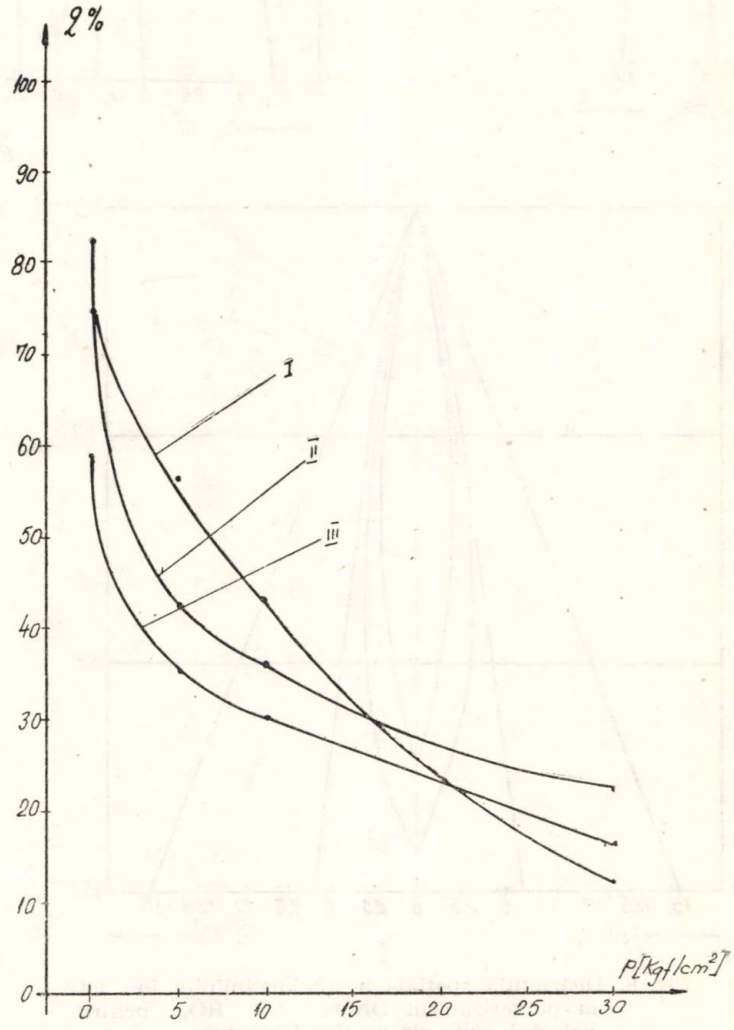


Fig. 7 Reprezentare comparativă a variației valorii maxime a densității repartiției combustibilului în secțiunea situată la 100 mm față de duză, pentru diferite pulverizatoare.

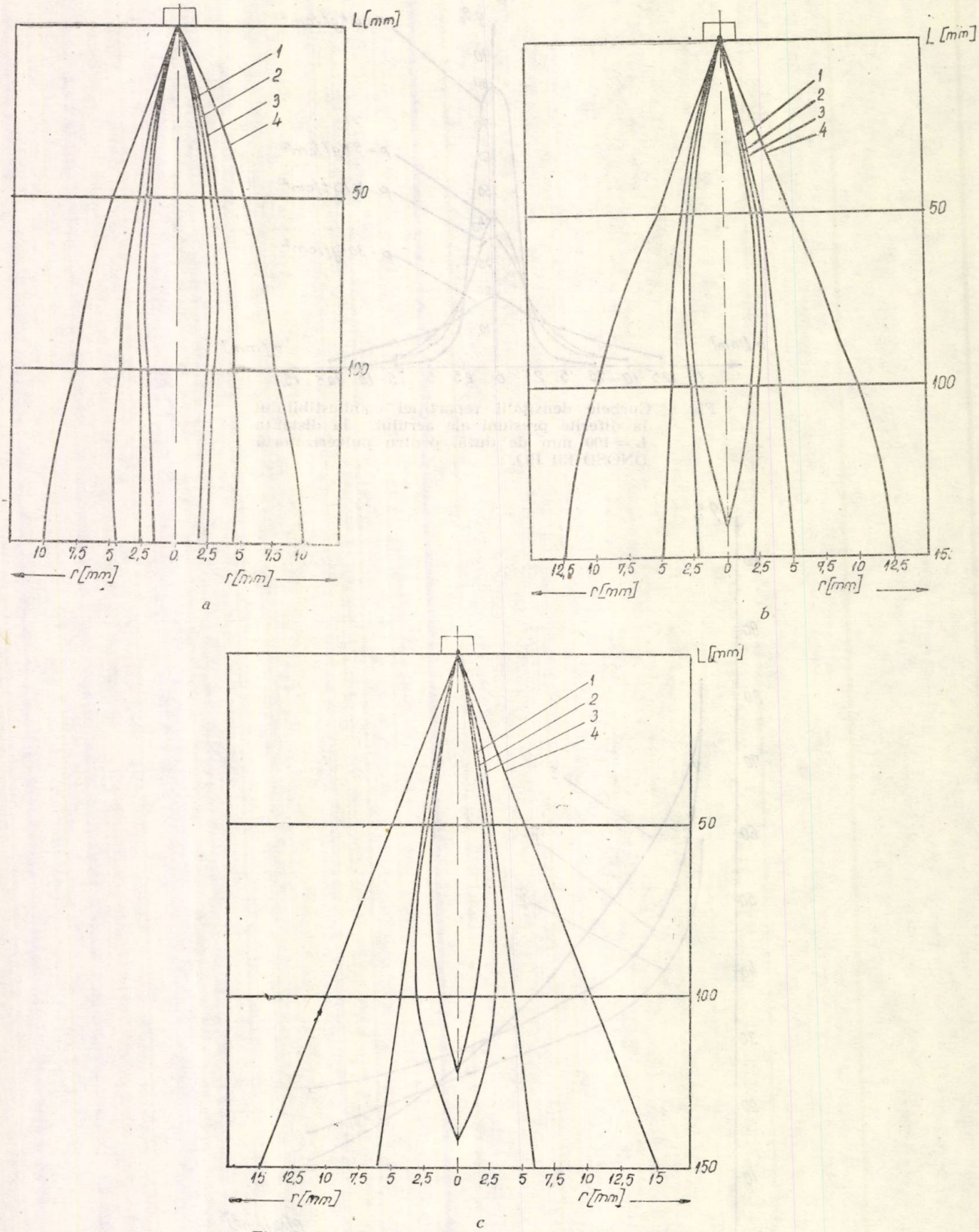


Fig. 8 Distribuţia spaţială a combustibilului în jet la pulverizatorul DNOSD 131 RO, pentru valori diferite ale presiunii aerului.
1 — $q = 30\%$; 2 — $q = 20\%$; 3 — $q = 10\%$; 4 — $q = 0\%$;
a) — $p = 0$ daN/cm² ; b) — $p = 5$ daN/cm² ; c) — $p = 10$ daN/cm²

țiuni succesive perpendiculare pe axa geometrică a orificiului pulverizatorului, la diferite distanțe de acesta. Liniile care unesc punctele de egală densitate aparținînd diverselor secțiuni descriu distribuția spațială a combustibilului. Aceasta dă imaginea fluxului de combustibil în volumul jetului pe parcursul injecției și indică repartizarea combustibilului în antecameră.

Și această formă de prezentare a dispersiei combustibilului constituie un criteriu de comparație a unor pulverizatoare sau a unor echipamente de injecție, deoarece simpla inspectare a formei jetului nu poate oferi structura spațială a acestuia.

Unghiul de pulverizare reprezintă unghiul conului jetului la bază, sau deschiderea anvelopei sale.

S-a determinat din liniile de zero densitate de repartiție a combustibilului în jet :

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}=\frac{r}{L}$$

unde :

L — distanța de la duza pulverizatorului la secțiunea considerată ;

r — raza la care este situată linia de zero concentrație în acea secțiune.

Unghiul de pulverizare indică suprafața pe care se împrăștie combustibilul, dar nu și modul de repartiție pe aria acesteia. Acesta arată forma jetului, dar nu și distribuția combustibilului în volumul său.

de apreciere a posibilităților unui pulverizator, în vederea acordării jetului cu geometria antecamerei. La valori egale ale acestuia, distribuția combustibilului în jeturi poate fi mult diferită.

Amintim că unghiul de pulverizare prezintă valori ceva mai mari în apropierea duzei.

Analizînd, împreună, unghiul de pulverizare cu distribuția cantitativă, în raport cu formula energetică a motorului, putem face apreciere în legătură cu modul de formare a amestecului și de desfășurare a arderii.

Distanța pe care avansează jetul de combustibil, funcție de timpul care s-a scurs de la ieșirea din duză, în procesul de injecție, se determină urmărind timpul în care vîrful acestuia parcurge distanțe egale.

Construind înfășurarea vîrfului jetului pentru duratele de timp corespunzătoare, se determină relația grafică, care exprimă evoluția penetrației în timpul injecției.

Prin derivarea grafică a acestei curbe, se obține viteza medie axială a vîrfului jetului. Aceasta, la o anumită depărtare de duză, tinde către o valoare limită.

Se observă că jetul de combustibil, la contrapresiuni ale aerului similare celor din motor, se comportă mult diferit în raport cu cel rezultat din injecția în aer la presiune atmosferică.

Caracteristica evoluției penetrației și, respectiv, a vitezei medii axiale a jetului reprezintă un criteriu de apreciere a posibilităților pulverizatorului, într-un sistem de injecție, în

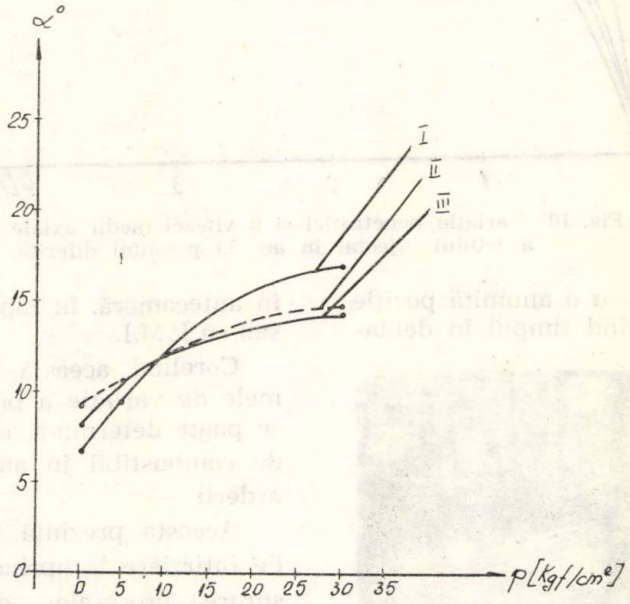


Fig. 9 Variația cu presiunea a unghiului de pulverizare pentru 3 pulverizatoare diferite în aceleași condiții de lucru ale echipamentului de injecție.

Așadar, valoarea unghiului de pulverizare, luată separat, nu poate constitui un criteriu raport cu o anumită cerință a soluției de antecameră, sau a sistemului de injecție.

Pe această bază se poate cunoaște timpul măsurat de la începutul injecției, cînd jetul a

sare unghiulară arbore motor, se poate ști pentru orice grad de rotație, evoluția jetului

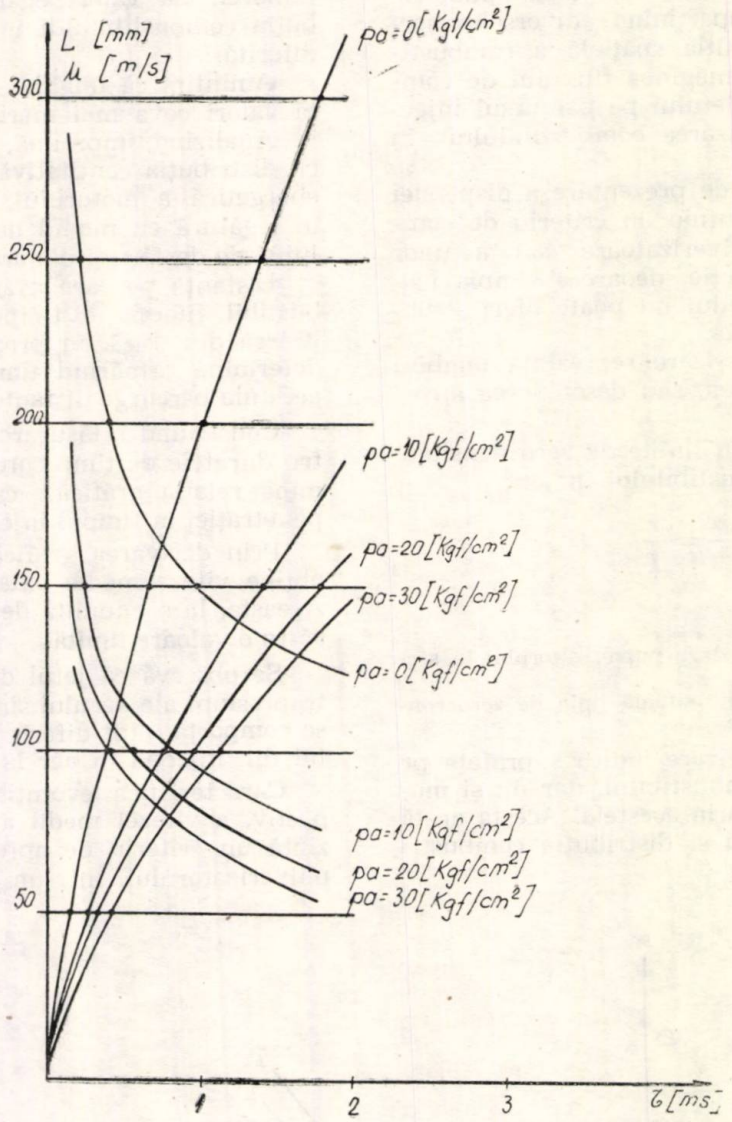


Fig. 10 Variația penetrației și a vitezei medii axiale a jetului injectat în aer la presiuni diferite.

atins fundul difuzorului, sau o anumită poziție în antecameră. Transformînd timpul în deplasare unghiulară arbore motor, se poate ști pentru orice grad de rotație, evoluția jetului în antecameră, în raport cu începutul injecției, sau cu P.M.I.

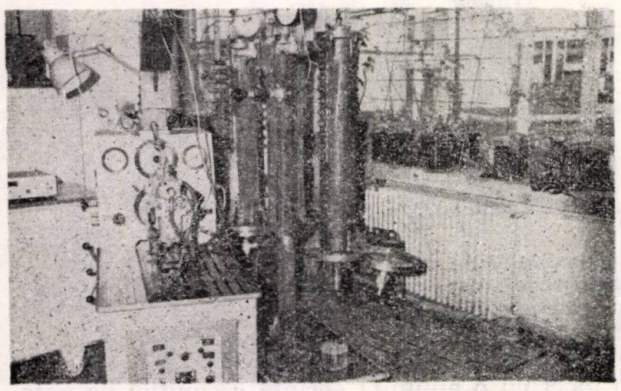


Fig. 11 Ansamblu instalație experimentală.

Corelînd această caracteristică cu diagramele de variație a presiunii ridicate pe motor se poate determina, cu precizie, poziția jetului de combustibil în antecameră, la începutul arderii.

Aceasta prezintă interes pentru perioada de întîrziere la aprindere, cît și pentru desfășurarea proceselor de ardere. Cunoașterea caracteristicii evoluției penetrației jetului în timp este o necesitate de netăgăduit pentru cei care acordă echipamentul de injecție cu soluția energetică a motorului. sau pentru interpretarea rezultatelor la cald.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Haupais, M. A.*: Etudes expérimentales de la réparation de fuel dans la chambre de combustion des moteurs Diesel. Ingenieurs de l'automobile, 1—78, p. 16—19.

[2] *Lîsevski, A. C.*: Proțesî raspîlivaniia topliva dizelnîmi forsunkami, Moskova, 1963, p. 175.

[3] *Teodorescu, L.*: Contribuții la studiul dinamicii injecției și pulverizării — studiul influenței geometriei secțiunii de curgere la pulverizatorul injectorului, Teza de doctorat, Institutul Politehnic București, 1967, p. 235.

[4] *Jianu, C.*: Pulverizarea combustibililor lichizi, Referat doctorat, Institutul Politehnic București — Catedra de termotehnică și mașini termice, București, 1973, p. 88.

[5] *x x x*: Laboratorul L2. Cercetări experimentale de pulverizare a combustibilului pe stand și pe motor monocilindru model experimental, în vederea optimizării parametrilor geometrici și de reglaj pentru camere de ardere optimizată anterior, Memoriu, Institutul Național de Motoare Termice București, 1978.

[6] *x x x*: Laboratorul L2. Cercetări de pulverizare a combustibilului în vederea acordării echipamentului de injecție cu soluția energetică a motorului, Memoriu, Institutul Național de Motoare Termice, București, 1979.

CZ : 621.431.73

Aplicarea metodei multifactoriale pentru determinarea experimentală a consumului de combustibil la motoarele de autovehicule

Conf. dr. ing. Aurel P. **STOICESCU**, șef lucr. ing. Cristian **ANDREESCU**, șef lucr. ing. Mircea **OPREAN** — Institutul Politehnic București

În rezolvarea problemelor privitoare la consumul de combustibil al autovehiculelor este necesară cunoașterea consumului de combustibil al motorului la sarcini parțiale. Pentru reglajele stabilite ale motorului și la regimul termic prescris, consumul de combustibil este dependent de doi factori și anume : turația și momentul motor, sau sarcina.

Determinarea consumului motorului se face pe cale experimentală, la standul de încercare, aplicîndu-se metoda cea mai simplă a efectuării mai multor experimente monofactoriale, la care unul din parametri, cum ar fi de pildă sarcina, definită prin poziția organului de comandă al motorului, este menținut constant, iar celălalt parametru, reprezentat de turație, este modificat în limite adecvate. Considerînd cele șapte sarcini potrivit STAS 6635—75, iar pentru fiecare din aceste sarcini un număr de opt regimuri de turații, rezultă circa 50 de regimuri ale motorului pentru care trebuie determinat consumul de combustibil, ceea ce implică un volum destul de mare de muncă. În cazul cînd se urmărește și influența unor factori de reglaj, aplicarea metodei monofactoriale devine extrem de greoaie. În astfel de situații, se aplică metode mai adecvate de planificare a experimentărilor, așa — numite multifactoriale, potrivit unor reguli riguros fundamentale. Aceste metode au început să fie aplicate pe scară largă în tehnica autovehiculelor [6], inclusiv la studiul proceselor de lucru ale motoarelor [2, 7]. Aplicarea metodelor multifactoriale comportă un număr mai restrîns de experimentări oferind, totodată, posibilitatea de a construi un model al sistemului analizat, exprimînd adecvat funcția de răspuns, în care variabilele independente sînt tocmai parametrii sistemului.

În lucrarea de față se prezintă rezultatele obținute, prin aplicarea metodei multifactoriale la determinarea consumului la un motor echipat succesiv cu două tipuri de pompe de injecție.

Din examinarea datelor experimentale prealabile obținute, precum și din ceea ce se cunoaște în general din teoria proceselor de lucru ale motoarelor cu ardere internă, este evident că, în acest caz, nu sînt adecvate modelele liniare, fiind necesară folosirea de modele avînd cel puțin ordinul doi. Analiza metodelor de planificare pentru modelele de ordinul doi arată că este avantajoasă folosirea planului **rotatabelar de ordinul doi** [3, 4, 8], care, în cazul de față, definește o regiune din planul (n, M) suficient de mare și amplasată în mod corespunzător. S-au notat : n — turația arborelui motor [1/min], M — cuplul motor [daN.m], așa cum se arată în figura 1.

Metoda presupune introducerea de variabile adimensionale x_1, x_2, care se definesc astfel

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - \tilde{x}_i^0}{\Delta\tilde{x}_i}, \quad i = 1,2, \tag{1}$$

unde $\tilde{x}_i$, $\tilde{x}_i^0$ și $\Delta\tilde{x}_i$ sînt notațiile pentru variabilele naturale, respectiv pentru valoarea curentă, valoarea de referință și intervalul de

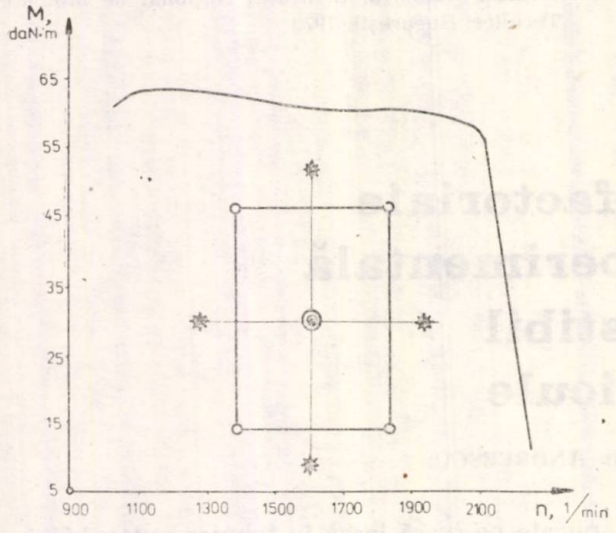


Fig. 1

variație. Matricea planului rotatabelar de ornul doi este indicată în tabelul 1 [4, 8], unde x_0 este un parametru convențional care ia valoarea +1 în orice condiții.

Tabelul 1

N	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	x_1^2	x_2^2	y_u
1	+1	−1	−1	+1	+1	+1	y_1
2	+1	−1	+1	−1	+1	+1	y_2
3	+1	+1	−1	−1	+1	+1	y_3
4	+1	+1	+1	+1	+1	+1	y_4
5	+1	+1,414	0	0	+2	0	y_5
6	+1	-1,414	0	0	+2	0	y_6
7	+1	0	+1,414	0	0	2	y_7
8	+1	0	-1,414	0	0	2	y_8
9	+1	0	0	0	0	0	y_9
10	+1	0	0	0	0	0	y_{10}
11	+1	0	0	0	0	0	y_{11}
12	+1	0	0	0	0	0	y_{12}
13	+1	0	0	0	0	0	y_{13}

Se remarcă numărul redus al încercărilor, mai ales dacă se are în vedere faptul că cinci din ele sînt probe repetate pentru un același regim de funcționare. Pentru alegerea mărimilor din (1) se ține seama că în problemele de interpolare se recomandă :

$$\Delta\tilde{x}_i \simeq (0,3 \div 1,0)\,\delta\tilde{x}_i, \quad i = 1,2 \tag{2}$$

unde $\delta\tilde{x}_i$ reprezintă intervalul total de variație într-un sens al parametrului $\tilde{x}_i$.

Mărimile $\tilde{x}_i$ și $\Delta\tilde{x}_i$ se aleg astfel încît să se delimiteze o regiune în planul (n, M), care să corespundă regimurilor efectiv utilizate la deplasarea autovehiculului. În general, pentru o apreciere corectă a mărimilor menționate, este necesară cunoașterea caracteristicii exterioare, sau cel puțin a momentului maxim, a turației de moment și a celei de putere maximă. Notînd :

$$\tilde{x}_1 = n, \quad \tilde{x}_2 = M \tag{3}$$

și ținînd samă de intervalul de variație a parametrilor, s-au ales :

$$\Delta\tilde{x}_1 = 250 \text{ [1/min]}, \quad \Delta\tilde{x}_2 = 16 \text{ [daN.m]}, \tag{4}$$

$$\tilde{x}_1 = 1600 \text{ [1/min]}, \quad \tilde{x}_2 = 30 \text{ [daN.m]},$$

Poziția punctelor de încercare și caracteristica exterioară a motorului sînt prezentate în figura 1.

Cu relațiile (1), (3), (3) și (4) s-au stabilit valorile parametrilor menționați, determinîndu-se experimental, cu metoda uzuală, consumul specific efectiv de combustibil la un stand cu frînă hidraulică. Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 2.

Dacă y este funcția de răspuns a sistemului, pentru modelul de ordinul doi se scrie

$$\hat{y} = b_0 + \sum_{i=1}^{k} b_i x_i + \sum_{i,j=1}^{k} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^{k} b_{ii} x_i^2, \tag{5}$$

unde k este numărul factorilor, iar b_0, b_1, b_2, b_{12}, b_{11}, b_{22}, ... sînt coeficienți ce urmează a se determina cu relațiile [4] :

$$b_0 = a_1 \sum_{u=1}^{N} y_u - a_2 \sum_{i=1}^{k} \sum_{u=1}^{N} x_{iu}^2 y_u, \; b_i = a_3 \sum_{u=1}^{N} x_{iu} y_u,$$

$$b_{ij} = a_4 \sum_{u=0}^{\Lambda} x_{iu} y_{ju} y_u, \; b_{ii} = a_5 \sum_{u=1}^{\Lambda} x_{iu}^2 y_u +$$

$$+ a_6 \sum_{i=1}^{k} \sum_{u=1}^{N} x_{iu}^2 y_u - a_7 \sum_{u=1}^{N} y_u$$

Tabelul 2

pompa	nr. crt. / param.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P1	n, [1/min]	1372	1387	1990	1922,5	1970	1300	1660	1667	1632	1620	1600	1600	1590
	M [daN.m]	14,34	46,55	14,46	46,48	30,31	29,90	53,22	8,83	30,07	29,54	29,25	29,25	29,10
	C_e [g/kWh]	348,81	244,96	402,13	255,11	283,58	258,92	245,56	495,40	266,97	267,21	267,21	270,51	272,39
P2	n [1/min]	1381	1380	1850	1865	1975	1262	1620	1620	1637	1580	1580	1595	1607
	M [daN.m]	13,74	45,12	13,94	45,45	29,74	29,55	51,85	7,92	29,99	28,84	28,84	29,60	29,50
	C_e [g/kWh]	414,34	275,79	419,38	293,71	332,40	302,18	270,30	541,97	297,19	302,06	302,06	292,81	291,09

În relațiile de mai sus coeficienții a_j, pentru cazul a doi factori, au următoarele valori [4] :

$a_1 = 0{,}20$; $a_2 = 0{,}10$; $a_3 = 0\,125$; $a_4 = 0{,}25$; $a_5 = 0{,}1251$; $a_6 = 0{,}0187$; $a_7 = 0{,}1438$.

Folosind rezultatele experimentale indicate în tabelul 1, prin aplicarea relațiilor (1—6) se obțin expresiile consumului spcific efectiv de combustibil :

— pentru cazul funcționării cu pompa P_1 :

$$C_e = 303{,}90 + 1{,}325\ 10^{-2}n - 15{,}896\ M - 2{,}698\ 10^{-4}n\ M - 1{,}993\ 10^{-7}n^2 + 0{,}189\ M^2 \left[\frac{g}{kwh}\right]; \quad (7)$$

— pentru cazul funcționării cu pompa P_2 :

$$C_e = 631{,}5511 - 0{,}5968\ 10^{-3}n - 17{,}3234\ M + 8{,}050\ 10^{-5}n\ M + 1{,}222\ 10^{-6}n^2 + 0{,}2035\ M^2 \left[\frac{g}{kwh}\right] \quad (8)$$

Problema care se pune este aceea a verificării adecvării modelului. În acest scop se folosește criteriul F, a cărui aplicare necesită determinarea dispersiei de adecvare s_{ad} și a dispersiei experimentale $s\{y\}$ [4].

Se notează :

α — nivelul de încredere ;

f_{ad} — numărul gradelor de libertate aferent adecvării modelului ;

f_y — numărul gradelor de libertate aferent dispersiei experimentale.

Se definește criteriul F_α, f_{ad}, f_y, corespunzător parametrilor α, f_{ad} și f_y, a cărui valoare se determină prin utilizarea de tabele. Totodată se calculează și valoarea experimentală a criteriului $F^{ex}_{\alpha, f_{ad}, f_y}$. Dacă este îndeplinită condiția :

$$F^{ex}_{\alpha, f_{ad}, f_y} < F_{\alpha, f_{ad}, f_y} \quad (9)$$

atunci ipoteza adecvării modelului se acceptă.

Urmînd indicațiile din literatură și adoptînd nivelul de încredere $\alpha = 0{,}05$, rezultă $f_{ad} = 3$, $f_y = 4$,

$$F^{ex}_{0{,}05,\,3,\,4} = 87{,}277,\ F_{0{,}05,\,3,\,4} = 6{,}59$$

pentru pompa P_1 și

$$F^{ex}_{0{,}05,\,3,\,4} = 30{,}944,\ F_{0{,}05,\,3,\,4} = 6{,}59$$

pentru pompa P_2.

Se constată că în cazul ambelor pompe inegalitatea (9) nu este satisfăcută, ceea ce arată că modelul de ordinul doi nu este adecvat. În cazul pompei P_2 inadecvarea este mai puțin accentuată.

Însă, dacă se compară rezultatele experimentale cu cele obținute din calculul cu aceste modele, se constată că abaterile maxime relative nu depășesc 5%. Se poate considera astfel că aproximarea este destul de bună, mai ales într-o primă fază a modelării. De asemenea, cînd modelele amintite sînt utilizate în scopul determinării consumului de combustibil al autovehiculului prin calcul, fără să se impună o precizie foarte ridicată, dar suficientă pentru aprecieri generale și evidențierea influenței diverșilor factori, rezultatele obținute prin metoda menționată se dovedesc satisfăcătoare. Desigur, pentru studiul riguros al economicității motorului, modelele de mai sus nu oferă precizia cerută.

După cum este cunoscut, teoria planificării experimentelor indică metode de testare a unor modele de ordin superior.

În situația de față, se pune problema, totuși, dacă pentru cazul motorului încărcat efectiv se poate găsi un model adecvat de ordin rezonabil de mare. În acest scop, întrucît se dispunea la date complete de la încercarea monofactorială, s-au testat modele polinomiale de ordine pînă la cinci, inclusiv, utilizînd un propram de calcul adecvat. S-a dovedit că modele de ordine superioare nu sînt adecvate, ceea ce reliefează avantajul metodei multifactoriale.

Concluzii

Metoda multifactorială poate fi aplicată cu rezultate satisfăcătoare pentru determinarea consumului de combustibil al motorului. Avantajele ei constau în numărul redus al probelor și obținerea directă a unui model de ordinul doi, de mare utilitate în studiul consumului de combustibil al autovehiculului. Pentru studii de precizie ridicată privitoare la economicitatea motorului este posibil, așa cum se constată în cazul motorului de față supus încercării, ca metoda să nu dea rezultate pe deplin satisfăcătoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Adler, Yu. P. ș. a.*: The Design of Experiments to Find Optimal Conditions, Mir Publishers Moscow, 1975,.

[2] *Haciean, A. S., Saikin, V. I.*: Mnogofaktornîie issledovanie rabocego protessa avtomobilnogo dizelea, in Avtomobilnaia promîșlennost, XLIV, nr. 9, 1978, pp. 10—12.

[3] *Hicks, C.R.*: Fundamental Concepts în the Design of Experimerts, New-York, Holt, Rinehact and Wiston.

[4] *Mihailov, V. I., Fedosov. K. M.*: Planirovanie experimentov v sudostroenii, Leningrad, Sudostroenie 1978.

[5] *Mihoc, Gh. ș. a.*: Teoria probabilităților și statistică matematică, E.D.P. București, 1970.

[6] *Nefedov, A. F., Visocin, L. N.*: Planirovanie eksperimenta i modelirovanie pri issledovanii ekspluataționnîh svoisv avtomobilei, Vișcea Skola, Lvov — 1976.

[7] *Sveț, A.A. ș. a.*: Matematiceskoe planirovanie eksperimentalnogo issledovaniia dvigatelei vnutrennogo sgoraniia, în Avtomobilnaia promîșlenost, XLII, nr. 4, 1976, pp. 6—8.

[8] *x x x*: Statistische Versuchplannung und — auswertung in der Stoffwirtschaft, VEB Deutcher Verlag für Grundstoffindustrie Leipzig 1974.

CZU: 621.436

Influențe asupra performanțelor energetice și economice ale motorului ce echipează autobuzele românești la dotarea sa cu diferite pompe de injecție

Șef lucr. ing. Mircea **OPREAN**, șef lucr. ing. Cristian **ANDREESCU**, conf. dr. ing. Aurel **STOICESCU** — Institutul Politehnic București

Introducere

Datele provenite din exploatarea autobuzelor românești au semnalat diferențe sensibile în privința performanțelor economice la echiparea motoarelor lor cu două pompe de injecție diferite: de producție românească, respectiv poloneză. Încercările efectuate cu un autobuz articulat ROMAN 117 UD, pe traseul liniei 105, au evidențiat un consum cu 13,4% mai redus în cazul utilizării pompei poloneze.

În lucrarea de față, folosind datele privitoare la consumul de combustibil al motorului la încercarea sa pe stand, se analizează posibilitățile de reducere a consumului prin măsuri constructive pentru pompa de injecție MEFIN.

Rezultate experimentale și interpretarea lor

În scopul determinării performanțelor energetice și de economicitate ale motorului au fost ridicate pe bancul de încercare caracteristicile de turație la sarcină totală și la număr de șapte sarcini parțiale. Încercările s-au desfășurat conform prevederilor STAS 6635—75.

Stabilirea sarcinilor parțiale la care s-au întreprins măsurări s-a efectuat avînd în vedere sarcinile precizate în standard, la care s-au adăugat încă două situate în domeniul de solicitări reduse ale motorului.

În cazul echipării motorului cu pompa P 76.01, de fabricație poloneză, la un avans la injecție de 24°RAC, s-au obținut următoarele performanțe (fig. 1, 2 și 3):

— putere efectivă maximă corectată de 121,8 kw, la turația de 2050 rot/min;

— moment efectiv maxim corectat de 63,58 daNm, la turația de 1065 rot/min;

— consum specific efectiv minim minimorum de 232 g/kwh, la turația de 970 rot/min și puterea efectivă de 14,23 kw;

— consum specific efectiv minim pe caracteristica externă de 239 g/kwh, la turația de 1100 rot/min.,

După cum se observă, performanțele de putere și moment motor sînt cu circa 13% inferioare celor indicate de constructor, iar consumul specific de combustibil este superior cu circa 6%

În cazul echipării motorului cu pompa RO—RR 200/1050 AB 848 DR, fabricată în R.S.R., cu reglajele stabilite de constructor și un avans la injecție de 24°RAC, s-au înregistrat următoarele performanțe (fig. 1, 2 și 3).

— putere efectivă maximă corectată de 120,7 kw, la turația de 2005 rot/min ;

— moment efectiv maxim de 67,9 daNm, la turația de 1360 rot/min ;

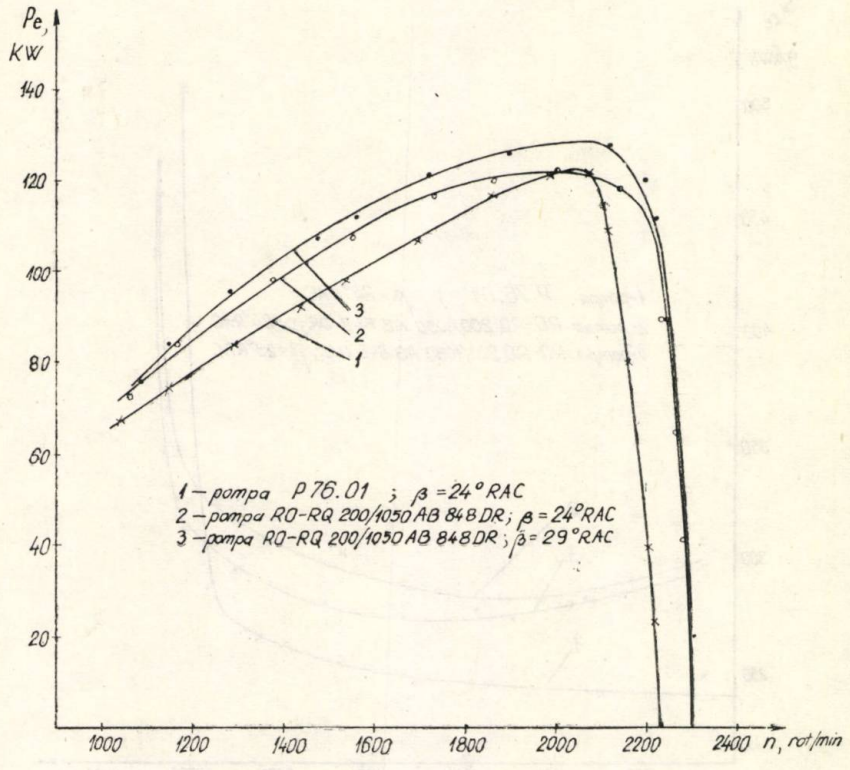


Fig. 1

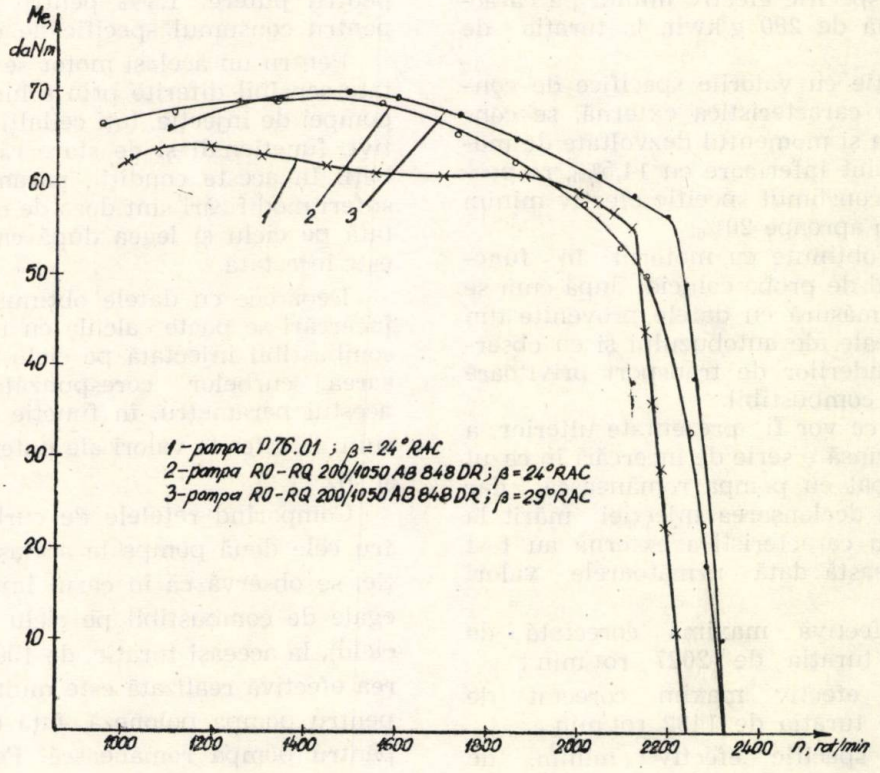


Fig. 2

— consum specific efectiv minim minimorum de 261,2 g/kwh, la turația de 1390 rot/min și puterea efectivă de 77,7 km ;

Se constată o îmbunătățire a performanțelor motorului, acestea rămînînd însă inferioare celor precizate de constructor cu circa 9%

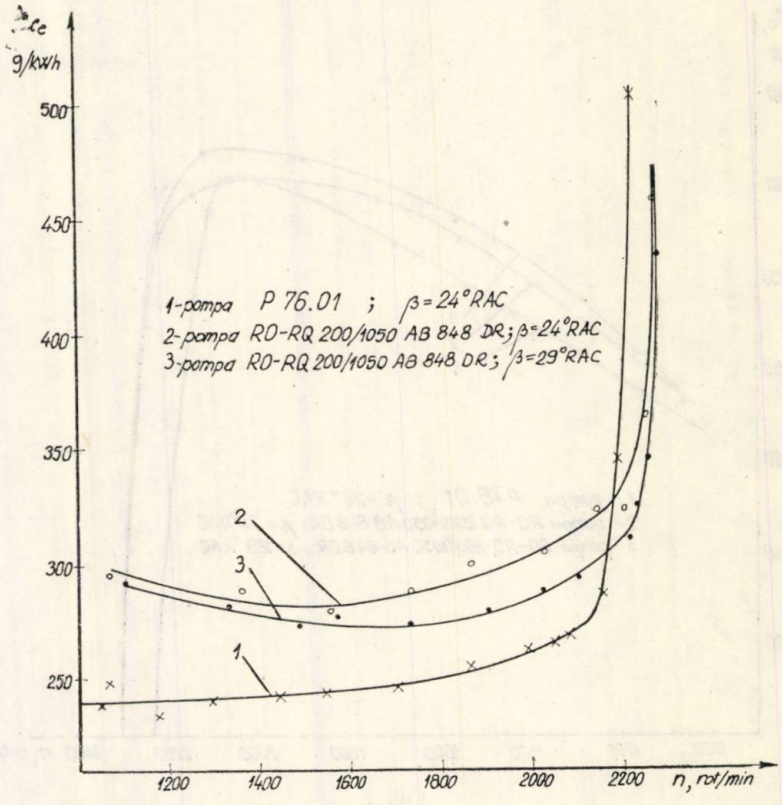


Fig. 3

— consum specific efectiv minim pe caracteristica externă de 280 g/kwh, la turația de 1560 rot/min.

În comparație cu valorile specifice de constructor pentru caracteristica externă, se constată că puterea și momentul dezvoltate de motorul încercat sînt inferioare cu 14,5%, respectiv 4,36%, iar consumul specific efectiv minim este superior cu aproape 20%.

Rezultatele obținute cu motorul în funcțiune pe standul de probe coincid, după cum se vede, în bună măsură cu datele provenite din încercările pe cale ale autobuzului și cu observațiile întreprinderilor de transport privitoare la consumul de combustibil.

Din motive ce vor fi prezentate ulterior, a mai fost întreprinsă o serie de încercări în cazul motorului echipat cu pompa românească, dar cu un avans la declanșarea injecției mărit la 29°RAC. Pentru caracteristica externă au fost obținute de această dată următoarele valori (fig. 1, 2 și 3) :

— putere efectivă maximă corectată de 128,3 km, la turația de 2027 rot/min ;

— moment efectiv maxim corectat de 70,04 daNm, la turația de 1482 rot/min ;

— consum specific efectiv minim, de 274 g/kw, la turația de 1482 rot/min.

pentru putere, 1,3% pentru moment și 18% pentru consumul specific de combustibil.

Pentru un același motor se obțin deci rezultate sensibil diferite prin schimbarea numai a pompei de injecție, toți ceilalți factori constructivi, funcționali și de stare rămînînd neschimbați. În aceste condiții, parametrii care pot suferi modificări sînt doza de combustibil injectată pe ciclu și legea după care această doză este injectată.

Deoarece cu datele obținute la bancul de încercări se poate calcula cu ușurință doza de combustibil injectată pe ciclu, s-a urmărit trasarea curbelor corespunzătoare modificării acestui parametru, în funcție de turația motorului la diferite valori ale puterii efective (fig. 4 și 5).

Comparînd rețelele de curbe obținute pentru cele două pompe la același avans la injecție, se observă că în cazul injectării unei doze egale de combustibil pe ciclu (de pildă, 0,5 g/ciclu), la aceeași turație, de 1500 rot/min, puterea efectivă realizată este mult diferită : 92 kw pentru pompa poloneză, față de numai 81 kw pentru pompa românească. Fenomenul se explică printr-o modalitate diferită de ardere a

combustibilului, care provine din diferențele ce există între legile după care are loc injecția în cele două cazuri.

Considerîndu-se mecanismul de ardere a amestecurilor preformate rezultă că rezultatele mai sus menționate sînt datorate realizării unor

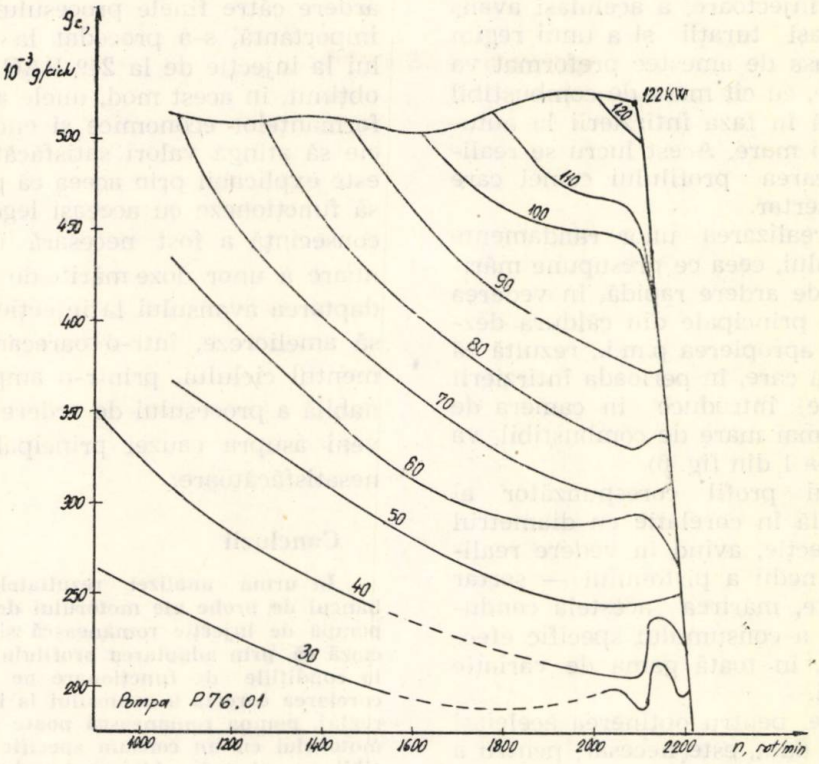


Fig. 4

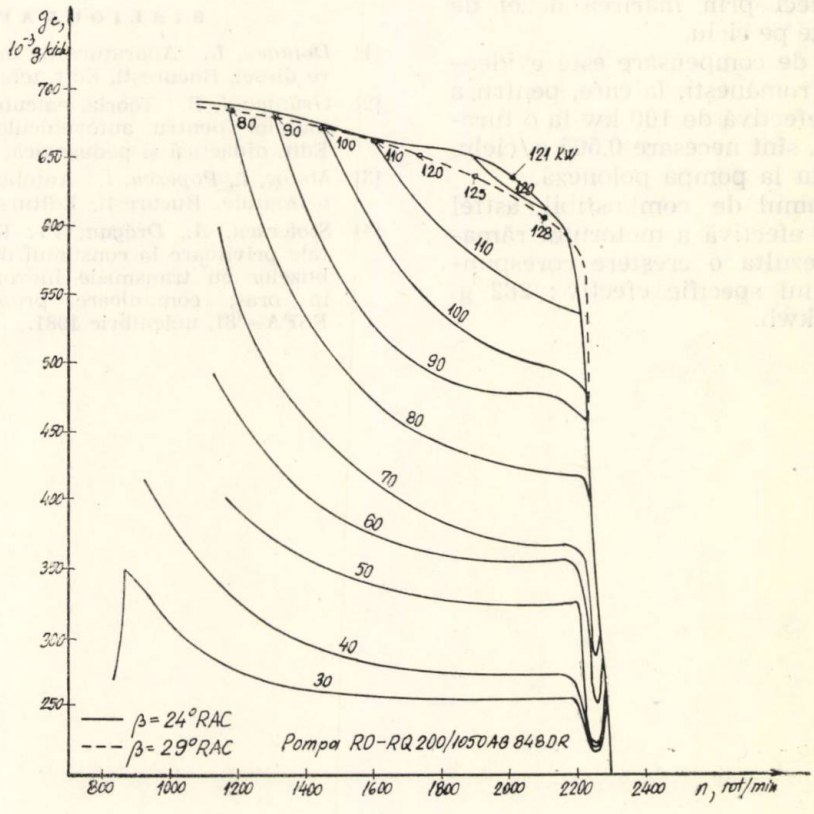


Fig. 5

mase de amestec preformat, diferite. În ipoteza că se realizează condiții identice de pulverizare, vaporizare, amestecare și dezvoltare a reacțiilor chimice prealabile de oxidare (valabilă în cazul utilizării aceloraşi injectoare, a aceluiaşi avans la injecție a aceleiaşi turații și a unui regim termic similar), masa de amestec preformat va fi cu atît mai mare, cu cît masa de combustibil care se acumulează în faza întîrzierii la autoaprindere va fi mai mare. Acest lucru se realizează prin modificarea profilului camei care comandă pistonul-sertar.

Urmărindu-se realizarea unor randamente superioare ale ciclului, ceea ce presupune mărirea ponderii fazei de ardere rapidă, în vederea degajării fracțiunii principale din căldura dezvoltată pe ciclu în apropierea p.m.i., rezultă că o lege de injecție la care, în perioada întîrzierii la autoaprindere se introduce în camera de ardere o cantitate mai mare de combustibil, va fi avantajoasă (legea 1 din fig. 6).

Adoptarea unui profil corespunzător al camei trebuie făcută în corelație cu diametrul elementului de injecție, avînd în vedere realizarea unei viteze medii a pistonului — sertar suficient de ridicate, mărirea acesteia conducînd la o reducere a consumului specific efectiv de combustibil, în toată gama de variație a sarcinii motorului.

Pe de altă parte, pentru obținerea aceleiaşi puteri, la o turație dată, este necesar, pentru a compensa dificultățile manifestate la nivelul legii de injecție, să se acționeze prin îmbogățirea amestecului, deci prin mărirea dozei de combustibil injectate pe ciclu.

Această acțiune de compensare este evidentă în cazul pompei românești, la care, pentru a se obține o putere efectivă de 100 kw la o turație de 1700 rot/min, sînt necesare 0,565 g/ciclu, față de 0,480 g/ciclu la pompa poloneză.

Raportînd consumul de combustibil, astfel majorat, la puterea efectivă a motorului rămasă constantă, va rezulta o creştere corespunzătoare a consumului specific efectiv : 282 g/kwh, față de 247 g/kwh.

Avînd în vedere că, la echiparea cu pompa românească, motorul arde amestecuri cu dozaje mai bogate și că datorită legii de injecție cantitatea de combustibil pătrunsă în camera de ardere către finele procesului de injecție este importantă, s-a procedat la majorarea avansului la injecție de la 24° RAC la 29° RAC. S-au obținut, în acest mod, unele ameliorări ale performanțelor economice și energetice, fără ca ele să atingă valori satisfăcătoare. Acest lucru este explicabil prin aceea că pompa a continuat să funcționeze cu aceeaşi lege de injecție și în consecință a fost necesară utilizarea în continuare a unor doze mărite de combustibil. Readaptarea avansului la injecție nu a reuşit decît să amelioreze, într-o oarecare măsură, randamentul ciclului, printr-o amploare mai convenabilă a procesului de ardere fără însă a interveni asupra cauzei principale a rezultatelor nesatisfăcătoare.

Concluzii

În urma analizei rezultatelor încercărilor pe bancul de probe ale motorului de autobuz echipat cu pompa de injecție românească și poloneză se apreciază că, prin adaptarea profilului camei de acționare la condițiile de funcționare pe acest motor și prin corelarea corectă a avansului la injecție cu acest nou reglaj, pompa românească poate asigura funcționarea motorului cu un consum specific efectiv de combustibil cu cel puțin 14% mai redus decît în situația actuală.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Doinaru, L.* : Aparatura de injecție pentru motoare diesel. București, Edit. tehnică, 1973.

[2] *Grünwald, B.* : Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. București, Edit. didactică și pedagogică, 1980.

[3] *Moroc, I., Popescu, I.* : Autobuze cu motoare diesel orizontale. București, Editura tehnică, 1979.

[4] *Stoicescu, A., Drăgan, V.* : Rezultate experimentale privitoare la consumul de combustibil al autobuzelor cu transmisie hidromecanică la circulația în oraș, comunicare prezentată la sesiunea ESFA—'81, noiembrie 1981.

SUMAR ANUAL PE PROBLEME

Anul 34, 1982

SUDAREA ȘI ÎNCERCAREA MATERIALELOR

1. Încercări de materiale

SAFTA, V., MOISA, T., CZOBOLY, E., HAVAS, I.: **Influența procedeului de deformare plastică la rece asupra caracteristicilor de rupere ale unui oțel pentru recipiente sub presiune** 1/1

SAFTA, V., ARGHIRIADE, I., SCHULZ, T., **Modelarea cineticii propagării fisurilor de oboseală prin ajustarea analitică a datelor experimentale** 8/1

2. Tehnologii de sudare, tăiere termică și metalizare

ARGHIRIADE, I.: **Asupra modelării proceselor de sudare cu arc electric** 11/1

BICA, I., STĂNESCU, A., NEAMȚU, MARIA, MILEA, T.: **Procedeu de tăiere cu plasmă în apă a metalelor** 17/1

DEHELEAN, D., TERNO, A., PASCU, MIHAELA: **Considerații asupra sudării cu fascicul de electroni a furcilor cu butuc** 19/1

ANDREEV, V. P., CEKOTILO, L. V., SEVCENKO, N.T., SEVRUK, A. N., VOLAȘEK, V. Iu., IRJICEK, L., VÎRBENSKI, I.: **Tehnologie de topire în baie de zgură a știuțurilor de la vasele din construcția de utilaje energetice** 22/1

JONI, N.: **Automatizarea unui proces de metalizare cu arcul electric prin utilizarea unui robot industrial** 24/1

POPOVITS, D., ȘUBU, T., OLARIU, C., CĂLĂRAȘU, Ș.: **Unele aspecte ale placării automate sub flux cu doi electrozi bandă** 26/1

SUBU, T., POPOVITS, D., PRELIPCEANU, ELFRIDE, PETRAȘCU, I., CĂLĂRAȘU, S.: **Mărirea productivității la placarea automată sub flux cu electrod bandă** 30/1

3. Echipamente pentru sudare

SUCIU, I.: **Calculul și proiectarea dispozitivului cu autoblocare pentru acționarea sîrmei-electrod, utilizată în arzătoarele de sudare** 36/1

VAȘ, A.: **Calitatea reglării automate a dispozitivului pentru avansul sîrmei la instalațiile de sudare după procedeul plasmă — M.I.G** 40/1

VAȘ, A.: **Considerații privind utilizarea punții tahometrice în schemele de reglare automată a turației acționărilor electrice pentru echipamente de sudare** 44/1

DEFORMAREA PLASTICĂ A METALELOR

1. Deformare la rece

GRIGORIU, TH.: **Filetarea interioară prin deformare plastică la rece** 233/5

ROSINGER, P., POPA, S.: **Realizarea melcilor la contoarele electrice prin deformare plastică la rece** 236/5

TEODORESCU, M., NICOARĂ, D.: CIOCAN, O.: **Cercetări privind prelucrabilitatea prin extrudare la rece a aluminiului tehnic** 238/5

TELEKI, S. I.: **Contribuții la stabilirea tehnologiei de prelucrare prin refulare la rece a capului bolțurilor șenilei tractorului SM-800** 243/5

2. Ambutisare

TEODORESCU, M. : **Aspecte de bază legate de aprecierea prelucrabilității prin ambutisare a tablelor subțiri** 249/5

ROȘCA, A. : **Curbe-limită de ambutisare. Aplicații industriale** 256/5

ROTARU, S. : **Cîteva criterii de proiectare a S.D.V.-urilor pentru realizarea reflectoarelor parabolice** 259/5

3. Metalurgia pulberilor

PICOȘ, C., BRAHA, V., PARASCHIV, D., PICOȘ, SABINA, **Cercetări privind influența forței de presare asupra unor proprietăți fizico-mecanice ale pieselor de formă cilindrică presate prin pulberi metalice** 263/5

PICOȘ, SABINA, PICOȘ, C. : **Cercetări asupra tehnologiei de comportare și a proprietăților magnetice la miezurile obținute din pulberi de fier** 266/5

BOZOCEA, EUGENIA, SOLACOLU, MARIA, HALTRICH, K., JEBEREAN, I. : **Considerații privind influența caracteristicilor structurale și a stării suprafeței asupra comportării la oboseală a unor bare de torsiune** 269/5

POPA, N., ASULTANEI, ALEX., GREAVU, N., ION, D. : **Prima instalație românească de capacitate industrială pentru rafinarea oțelului în baie de zgură** 273/5

TRATAMENTE TERMICE

WANYOREK, C. : **Bazele filozofice ale comunicării și funcția terminologiei — ca element al vorbirii și al gîndirii — cu unele aplicații în metalurgia fizică** 107/3

BAICU, ȘTEFANIA, HALTRICH, K., ROMAN, LIANA, DINCĂ, I. : **Tratament termic de difuzie în strat metalic pentru creșterea rezistenței la uzură și gripare a oțelurilor-carbon** 110/3

VASILOIU, ANETA, HALTRICH, K., CONSTANTINESCU, N. FARBAȘ, N., FILIP, I., BARONCEA, E. : **Comportarea oțelului inoxidabil ferito-austenitic la tratament termic : sensibilitatea la încercarea de rupere la șoc** 115/3

CAZACU, LUCIA, DIACONU, D., BOZOCEA, EUGENIA, **Particularitățile tratamentului termochimic de nitroferoxare** 120/3

ȘERBAN, C., TUDORAN, P., LUCA, V., ANDREESCU, F. : **Cercetări privind stabilirea regimului de sulfizare anodică la temperaturi joase a oțelurilor-carbon și slab aliate** 123/3

SPĂTARU, I., SPĂTARU, A. : **Cercetări asupra influenței carburii de bor în procesul de borizare în mediu de sticlă topită** 126/3

NICOLESCU, ILEANA, PANTEA, V., BOZOCEA, EUGENIA, POPOVICI, C., BĂLĂCEANU, M. : **Cercetări privind călirea ultrarapidă a oțelurilor utilizînd surse de electroni cu plasmă** 130/3

MĂLUREANU, I., HOPULELE, I. : **Influența vitezei de deformare asura neuniformității deformației prin refulare la cald a unor oțeluri-carbon de calitate, deformate cu viteză mare** 135/3

BĂDOI, I. : **Condițiile funcționării garniturilor de etanșare triunghiulare la matrițe de extruziune hidrostatică** 139/3

BĂDOI, I. : **Considerații asupra necesității tipizării SDM-urilor pentru deformare plastică** 141/3

DOBRESCU, R. N., DRUGĂ, L., OPROESCU, GH., EVGHENIDE, C. : **Tratamentul termic în vid al unor scule așchietoare din oțel rapid** 144/3

VASILIU, A. : **Tehnologii și echipamente pentru deformări plastice rezolvate la institute din țările socialiste (4)** 147/3

PRELUCRAREA SUPRAFEȚELOR PIESELOR METALICE

1. Așchiere

LUDIG, M. : **Utilizarea vitezelor mari de așchiere la rectificarea plană cu arbore vertical cu segmenți abrazivi** 53/2

LASLO, FR., BANU, CR. : **Proiectarea tehnologică, cu ajutorul calculatorului electronic, a prelucrării pe strunguri revolver automate** 57/2

RUȘU, ST. : **Asupra comportării dinamice a strungurilor carusel cu un singur montant** 60/2

TEODORESCU, M. : **Contribuții la determinarea rugozității la strunjirea de finisare** 66/2

MORARU, V. : **Studiul erorilor de pas ale roților dințate prelucrate cu frezămelc** 71/2

TACHE, V., RĂDULESCU, AL., VLASE, A. : **Considerații asupra sculelor așchietoare și a regimurilor de așchiere utilizate în prelucrarea oțelurilor inoxidabile** 75/2

GAVRILESCU, LAURA : **Cercetări asupra honuirii cilindrilor hidraulici** 81/2

DORIANU, E. : **Utilizarea șepingurilor la canelarea unor axe** 85/2

STOICA, RODICA, SPIRIDON, AURELIA, GRIGORESCU, FLORINA, BIȚĂ, OLGA, STANCIU, ELENA, COBUZNEANU, SILVIA, SZABO, VASILICA : **Lichide de ungere și răcire pentru prelucrarea suprafețelor metalice** 87/2

IVAN, N. V. : **Modelarea matematică a datelor experimentale necesare rezolvării prin calculator a problemelor adaosurilor optime de prelucrare** 91/2

2. Electrochimie

GOGOAȘĂ, I. : **Noi tehnologii de prelucrare electrochimică (ECM) a găurilor cu diametre foarte mici** 94/2

CUCULEANU, GEORGETA : **Calculul vitezei de curgere a electrolitului în spațiul de lucru, la prelucrarea electrochimică** 96/2

CUCULEANU, GEORGETA : **Influența presiunii electrolitului asupra preciziei prelucrării electrochimice** 99/2

CERCETAREA UZINALĂ ÎN SPRIJINUL PRODUCȚIEI

MUNTEANU, G., CIZMAȘ, C., CREȚU, N., GEIGER, MARCELA, FLOROIU, GH. : GEIGER, D. : **Noi metode fizice pentru utilizări industriale** 291/6

GHIZDAVU, V., BĂDESCU, R., SABĂU, C., HORIA, L., MAXIM, P.: **Cercetări privind utilizarea sudării prin frecare la realizarea supapelor răcite cu aer** 293/6

CONSTANTIN, N. : **Contribuția laboratorului central la reglarea și dirijarea procesului tehnologic de nitrurare** 299/6

GRIGORESCU, FLORINA, COBUZNEANU, SILVIA : **Noi procese tehnologice pentru recondiționarea uleiurilor uzate, rezultate de la operațiile de tratament termic și prelucrări mecanice prin superfinisare a elementelor de rulmenți** 304/6

BALAȘIU, D. : **Tratamente termice superficiale cu ajutorul radiației-laser** 307/6

OPREANU, LILIANA, CRĂCIUN, MARIA, SIMIONESCU, ANA-MARIA, PITICAȘ, OLIMPIA, ENESCU, LUCIA, PODOABĂ, T. : **Protecția interiorului aparaturii de injecție de la motoarele diesel în execuție „TH"** 310/6

IANCU, ȘT. : **Soluții noi de duze de injecție** 313/6

STEMPER, H., MAURER, E. : **Auxiliari pe bază de agenți de suprafață, pentru industria de prelucrare a metalelor** 315/6

POPESCU, MAURA, SUCIU, VIRGINIA, RUSU, MELANIA : **Caracteristicile pulberilor magnetice folosite în defectoscopie. Procedeu de preparare a pulberii magnetice nefluorescente în suspensie** 319/6

ROTH, HANNELORE : **Metoda adaosurilor aplicată în spectrofotometria de absorbție atomică — avantaje și limite** 321/6

MUSCALU, MARIA : **Considerații asupra fontelor nodulare și oțelurilor slab aliate** 325/6

ȘOVĂIALĂ, C. : **Cercetarea suprafeței efective a silfoanelor utilizate în industria extractivă de țiței și gaze, exploatare prin metoda gaz-lift** 336/6

DIDICESCU, C., MORARU, PAULA, DRĂGHICI, MARIA, BURLĂCEL, MARIA, ANTONIE, ROVANA : **Influența timpului de răcire și a temperaturii de termostatare a matriței asupra calității pieselor injectate din tehnopolimeri** 333/6

DIDICESCU, C., DRĂGHICI, MARIA, BURLĂCEL, MARIA, MORARU, PAULA, ANTONIE, ROVANA : **Defectoscopia și analiza dimensională analizate ca metode de apreciere a calității pieselor mici cu geometrie complexă injectate din mase plastice** 338/6

ORGANE DE MAȘINI, ANGRENAJE, TRIBOLOGIE

ARGHIRIADE, I. : **Asupra utilizării limbajelor de simulare în cercetarea și proiectarea sistemelor mecanice și a organelor lor de comandă** 347/7

MILOIU, GH., VIȘA, FL. : **Asupra parametrilor de bază optimali ai reductoarelor melcate tipizate, în două trepte** 352/7

MILOIU, GH., VIȘA, FL. : **Metodă practică de calcul al angrenajelor cu distanța dintre axe variabilă** 360/7

CALEA, GH., GÂRLEANU, L., DUMITRACHE, FL. : **Introducerea tehnologiei de execuție a danturii roților dințate cilindrice prin rulare la cald** 367/7

OPREAN, A., MINCIU, C., DOGĂRESCU, ST. : **Contribuții privind influența excentricității roților dințate asupra preciziei lanțului cinematic principal** 370/7

HOSTIUC, L., PRODAN, GH. : **Proiectarea roților pentru transmisia prin curea dințată** 375/7

STERE, N., RAȘEEV, M. : **Aspecte ale proiectării moderne a asamblărilor prin caneluri cu flancurile paralele** 379/7

CREȚU, O. S., DIACONESCU, E. N., POPINCEANU, N. G. : **Proprietățile lubrifianților de tracțiune elastohidrodinamică** 385/7

DIACONESCU, E. N., FĂRTĂIȘ, C. O., CREȚU, O. S., GRAUR, A. G. : **Influența spinului asupra tracțiunii elastohidrodinamice** 388/7

DIACONESCU, E. N., GRAUR, A, G., CREȚU, O. S., FĂRTĂIȘ, C. O., SECARĂ, V. P., MANDICI, L. G., CIOBANU, M. N., CIORNEI, I. M. : **Incercări privind capacitatea de tracțiune a unor lubrifianți uzuali** 393/7

DIACONESCU, E. N., CREȚU, O. S., CIORNEI, I. M., SECARĂ, V. P., BEDICOV, I. C., CÎMPAN, L. : **O nouă mașină, cu cinci bile** 396/7

DIACONESCU, E. N., GRAUR, A. G., CREȚU, O. S., CRASI, M. A., VRABIE, M., VOICU, M. : **O nouă mașină pentru încercări de tracțiune pe contacte punctuale** 399/7

VARIATOARE DE TURAȚIE

MUNTEAN, C. : **Variatoare de turație mecanice — transmisii moderne pentru acționarea mașinilor și utilajelor. Stadiul asimilării în fabricație — probleme de cercetare** 589/11

PAVELESCU, D., TUDOR, A. : **Asupra dependenței criteriale a coeficientului de frecare în regim elastohidrodinamic parțial, cu aplicații la variatoare de turație** 592/11

TUDOR, A., PAVELESCU, D. : **Calculul la gripare al variatoarelor de turație cu contacte hertziene metalice** 594/11

DIACONESCU, E., CREȚU, O. S., POPINCEANU, N. : **Probleme fundamentale ale cercetării proiectării și optimizării variatoarelor elastohidrodinamice** 596/11

POPESCU, I. : **Aspecte cinematice și constructive rezolvate în cadrul acțiunii de asimilare a variatoarelor cu lanț cu lamele, în vederea reducerii importurilor** 601/11

MANDICI, L., DIACONESCU, E., GRAUR, A., CRASI, M., CIORNEI, M. : **Stand pentru testarea completă a variatoarelor. Rezultate experimentale** 605/11

BEBERECHE, M. : **Verificarea experimentală a principalilor parametri funcționali ai variatoarelor cu elemente intermediare sferice** 609/11

CREȚU, O. S., DIACONESCU, E., MANDICI, L., CIORNEI, I., SECARĂ, V., CIOBANU, M. : **Variator cu rolă bitoroidală și stand pentru testarea lui** 611/11

DIACONESCU, E., CREȚU, O. S., TIMOFTE, S., CIORNEI, I. M. : **Cinematica variatoarelor frontale cu bile** 615/11

GRAMATICU, M., BĂNCESCU, N., STROIA, V., BORTĂ, N., AVRAM, C. : **Comportarea la uzură a unor materiale utilizate în construcția variatoarelor frontale cu bile** 619/11

DIACONESCU, E., CEFRANOV, E., NESTOR, T., NĂSTASE, D., GRAUR, A. G., MANDICI, L. : **Utilizarea variatoarelor elastohidrodinamice în sisteme de menținere a vitezei periferice constante la mașini de rectificat** 624/11

CHIOREANU, V. O. : **Eficiența utilizării variatoarelor discrete de turație, cu roți dințate conico-evolventice, la acționarea unor mașini-unelte** 629/11

BUTNARU, N. G., DIACONESCU, E. N., GRIGORAȘ, I. : **Posibilități de utilizare a variatoarelor elastohidrodinamice la utilajele din industria de prelucrare a lemnului** 634/11

MAȘINI-UNELTE, SCULE ȘI TEHNOLOGII DE AȘCHIERE

VASILESCU, T., MAZILU, MARCELA : **Sisteme flexibile de mașini-unelte pentru prelucrarea prin așchiere a familiilor de piese** 409/8-9

SANDU, A., BENEA, C. : **Metode de îmbunătățire a preciziei de prelucrare prin diminuarea deformațiilor termice la mașinile-unelte cu comandă numerică** 414/8-9

AURITE, T. : **Metodă pentru determinarea experimentală a preciziei cinematice a lanțului cinematic de detalonare** 417/8-9

BĂLAN, G., EPUREANU, A., TARĂU, I. : **Studiul neliniar al stabilității mașinilor-unelte** 420/8-9

SIMIONESCU, M. : **Considerații privind suprapunerea timpilor — auxiliar și efectiv la mașinile de găurit multibroșe** 425/8-9

MURARU, D., RĂDĂCINĂ, N. : **Cercetări asupra ghidajelor de rostogolire de tipul bucșelor cu bile pentru deplasări rectilinii pe suprafețe cilindrice** 430/8-9

STEINBERG, S., DUMITRU, I. : **Considerații teoretice asupra folosirii mecanismului cu „cruce de Malta" la obținerea mișcării intermitente a unor subansamble din construcția de mașini-unelte** 434/8-9

JAMBOR, CS., PURICE, V. : **Calculul profilului canalului piesei de recirculare a bilelor șuruburilor cu bile, printr-o metodă nouă, cu ajutorul calculatorului electronic** 440/8-9

SAVU, S., RĂDĂCINĂ, N. : **Experimentări asupra materialelor utilizate la lamelele cuplajelor electromagnetice dublu străbătute de flux** 445/8-9

MAZILU, I., **Studii privind dinamica supapelor de presiune** 449/8-9

DUCA, M. : **Precizia și stabilitatea sistemelor de urmărire hidrostatică** 458/8-9

MORARU, V., CATRINA, D. : **Asupra coeficientului pulsației debitului la pompele cu pistonașe axiale** 464/8-9

PODAȘCĂ, P., MIHĂESCU, B. : **Rezultate experimentale privind stabilizarea temperaturii în instalațiile hidraulice ale mașinilor-unelte** 467/8-9

OPREAN, A., MEDAR, S. : **Studii privind performanțele dinamice ale atenuatoarelor de zgomot în instalațiile hidraulice** 473/8-9

GEORGESCU, GH., NEDELCU, C., RĂDULESCU, N., ȚĂRĂSCU, A. : **Servomotoare de curent continuu, cu turație ridicată, tip S.M.A., pentru acționarea avansului la mașini-unelte** 478/8-9

GHEGHEA, I., GHIONEA, A. : **Determinarea mărimii erorilor de profil la prelucrarea danturii cu cuțit-pieptene** 486/8-9

TÂRU, E., OANCEA, N., STANCU, V. : **Determinarea exactă a profilului frezei deget-modul pentru prelucrarea roților dințate cu dinți înclinați** 490/8-9

OANCEA, N. : **Burghie elicoidale cu tăișuri curbe. Procedee de ascuțire** 495/8-9.

CĂPĂȚÎNĂ, N., BELCIN, V., NENIȚA, G. : **Cercetări privind prelucrabilitatea straturilor depuse prin electrometalizare** 502/8-9

ISPAS, C. : **Considerații privind caracteristica procesului de rectificare** 505/8-9

GHIȚĂ, E., EPUREANU, A. : **Cercetări privind posibilitățile de strunjire a suprafețelor poliforme** 509/8-9

MOTOARE CU ARDERE INTERNĂ

1. Metode moderne de cercetare

SĂNDULESCU, S., MITRUȘ, M., CEAPOIU, FLORICA, ȘOIMAN, M., APOSTOLESCU, M., GRÜNWALD, B. : **Metodă de achiziție și prelucrare numerică a parametrilor cu variație rapidă la motoarele cu ardere internă** 151/4

MANEA, A., BELEI, A., APOSTOLESCU, N. : **Cercetări asupra distribuției temperaturilor staționare din pistonul unui motor diesel rapid** 161/4

PROCOPOVICI, E., ȘERBĂNESCU, TIȚU, GH. : **Aparat pentru marcarea și măsurarea unghiului de rotație a arborelui cotit** 166/4

IONESCU, L., PROCOPOVICI, E. : **Realizarea unor dispozitive de măsurare a cuplului la arbori în rotație** 169/4

CANȚĂ, T., CORLAN, Z. : **Studii, cercetări și rezultate experimentale privind încărcarea în jet de plasmă a fusurilor de arbori cotiți** 172/4

DARDARI, A. : **Metodă unitară de calcul al consumului de combustibil pentru parcul de autovehicule cu motoare diesel** 180/4

2. Soluții pentru îmbunătățirea proceselor energetice

GRÜNWALD, B., APOSTOLESCU, N., ȘOIMAN, M., SFINȚEANU, D., DAMIAN, CORINA : **Cu privire la evaluarea intensității mișcării de rotație a aerului din cilindrul unui motor diesel rapid, cu injecție directă** 190/4

BĂLOIU, S., DINU, N. : **Cameră de ardere divizată avînd caracter intermitent, destinată motoarelor diesel supraalimentate ce funcționează cu combustibili grei** 198/4

STOICA, N., MANEA, STELA, ANCU, GH., DEMEȘCO, V. : **Rezultate experimentale obținute cu un carburator dotat cu difuzor multiplu** 202/4

MARCOVICI, M., BARBĂRASĂ, ALEX., MARTINESCU, I., ALBEANU, ST. : **Cameră de ardere unitară tronconică „închisă sus" — soluție de dezvoltare a unui motor diesel cu cameră de ardere divizată** 208/4

RĂDULESCU, ERMINA, TURCOIU, T., MANEA, STELA, GRÜNWALD, B., APOSTOLESCU, N. : **Cu privire la recirculația gazelor de ardere, ca metodă de combatere a emisiilor de oxizi de azot la un motor cu aprindere prin scînteie** 214/4

POPA, M. G., NEGURESCU, N., PANĂ, C. : **Aspecte ale utilizării metanolului în motorul cu ardere internă** 219/4

* * *

BĂNCESCU, R. S. : **Fabricația de motoare diesel cu puteri peste 800 kW, în România** 227/4

ROBOȚI INDUSTRIALI

SANDU, A., VASILESCU, T., MAZILU, I., BRESEANU, P. : **Manipulatoare și roboți industriali cu comandă flexibilă** 519/10

COSMIN, D. : **Robotul RIP 6,3** 521/10

KOVÁCS, F. W., GHEORGHIU, N. S., GROȘANU, I., MICȘA, I., SELARIU, M., MUREȘAN, I., PFEIFER, I., STOINESCU, R., CONSTANTIN, GH., TANVUIA, V. : **Robotul industrial REMT-1** 525/10

CONONOVICI, S., NIȚU, I., RACOVIȚĂ, W., GHIU, V., RACOVIȚĂ, A. M. : **Robotul industrial de vopsire RIV-1** 528/10

SCHULTZ, T., NICOLESCU, C., CORNUT, AL., CIOARĂ, T. : **Contribuții la realizarea unor senzori pentru roboți industriali** 532/10

KOVÁCS, F. W., RĂDULESCU, C., MESAROȘ, A. V., VARGA, ST. : **Dispozitivele de prehensiune ale roboților industriali** 535/10

RADU, MAGDA, DRĂGHICESCU, M., MĂNDUȚIANU, D., TECUCI, GH., VOINEA, Ș. : **Instruirea roboților industriali** 538/10

CÂRDEI, V., ANGELESCU, C. : **Aplicații cu robot industrial la turnarea sub presiune** 543/10

FLOREA, GH. : ERMALIUC, V., OLARIU, N., TOPOLOGEANU, M. : **Mecanizarea operațiilor de manipulare la turnarea sub presiune** 547/10

CÂRDEI, V., SZOTS-POLLAK, G., RĂDULESCU, V., ȘIȘU, GH. : **Aplicație cu robot industrial la forjarea pe ciocan matrițor** 548/10

COMAN, M. I., JONI, N., LAZA, I., RĂDULESCU, V. : **Sistem robotizat pentru sudarea electrică prin presiune, în puncte. Sistem robotizat pentru metalizare** 553/10

BUJOREANU, I. : **Mecanizarea și automatizarea prelucrării arborilor de pompe cu utilizarea roboților industriali** 556/10

KOVÁCS, F. W., GHEORGHIU, N. S., GROȘANU, I., MICȘA, I., SELARIU, M., MUREȘAN, I., PFEIFER, I., STOINESCU, R., CONSTANTIN, GH., TANVUIA, V. : **Proces tehnologic și celulă flexibilă servită de robotul REMT-1, pentru prelucrarea prin așchiere a arborilor rotoarelor motoarelor electrice** 566/10

MECANICĂ FINĂ

DEMIAN, T., NIȚU, C. : **Conferința I-a de mecanică fină — COMEFIN** 613/12

1. Echipamente pentru prelucrarea datelor

DEMIAN, T., NIȚU, C. : **Implicații constructive ale fenomenului de impact asupra capetelor de imprimare matricială cu ace** 644/12

GRECU, E. : **Asupra preciziei de transmitere a semnalelor la mecanismele cu camă utilizate în aparate și echipamente periferice** 647/12

COMĂNESCU, D., AVRAM, M. : **Considerații asupra imprimantelor cu jet de cerneală** 652/12

2. Metode și aparate de măsurat

DEMIAN, T., PASCU, A. : **Stand pentru studiul caracteristicilor statice și dinamice ale membranelor metalice** 657/12

DODOC, P., BĂCESCU, D. : **Studiu comparativ al metodelor de corecție fină a sistemelor optice complexe** 659/12

BĂCESCU, D. : **Drumuirea vectorială prin sisteme optice necentrate** 664/12

MICU, C. A., BĂCESCU, D., ANDREI, M. : **Aparat pentru măsurarea tensiunii interfaciale** 668/12

CIOCÎRLEA-VASILESCU, A., CIOCÎRLEA-VASILESCU, IOANA, DIMA, GH. : **Considerații asupra alegerii elementelor primare ale debitmetrelor** 671/12

GHEORGHE, GH. : **Aparate de măsură și control realizate la CCSITMFS — București, utilizate în construcția de mașini** 681/12

3. Componente de mecanică fină

STOICA, GH. : **Cercetări experimentale privind construcția unei patine gazostatice folosite la micrometrul vertical** 636/12

DEMIAN, T., UDREA, C., PANAITOPOL, H. : **Mîini mecanice realizate pe baza mecanismelor cu camă** 688/12

UTILAJ MINIER

GÖRBE, ST., HAULER, E., BOKOR, L., STĂCESCU, I., **Locomotivă tiristorizată de mină, cu acumulatori LTA-4** 569/10

CRIȘTIU, M. : **Contribuții la determinarea vitezelor de transport la transportul vibrant** 575/10

CONSTANTINESCU, I., SÎRBU, R. : **Studiul cinematic și dinamic al procesului de măcinare autogenă pe baza teoriei pendulului matematic** 579/10

DIVERSE

BĂNESCU, A., ELEFTERESCU, M., KOVACS, Ş. : **Priorităţi în programul de conservare a energiei, în ramura construcţiilor de maşini** 49/2

BRĂGARU, A., PĂNUŞ, V., ARMEANU, AL., DULGHERU, L. : **Caracteristici de bază ale dispozitivelor din elemente modulate** 275/5

BRĂGARU, A., PĂNUŞ, V. : **Un aspect al teinologiei tehnologice** 282/5

DOBRE, N. : **Condiţii pentru realizarea montajului mecanizat şi automatizat** 637/11

OAMENII DE ŞTIINŢĂ ŞI PACEA

* * * : **Mesajul tovarăşului Nicolae Ceauşescu adresat participanţilor la simpozionul internaţional „Oamenii de ştiinţă şi pacea"** 403/7

* * * : **Apelul participanţilor la simpozionul internaţional „Oamenii de ştiinţă şi pacea"** 405/7

SANDU, A. : **Inteligenţa în slujba ştiinţei şi tehnicii** 513/8-9

SĂLĂGEAN, T. : **Răspunderea planetară a cercetării ştiinţifice** 586/10

PAVELESCU, D. : **Interesul oamenilor de ştiinţă pentru pace** 611/11

MANIFESTĂRI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE

ENACHE, ST. : **A 31-a Adunare Generală a membrilor Institutului internaţional pentru cercetări în construcţia de maşini (C.I.R.P.)** 102/2

TEODORESCU, M. : **A patra Conferinţă de tehnologii moderne de prelucrare la rece (Universitatea din Galaţi)** 103/2

OPRESCU, T. : **A 7-a ediţie a Tîrgului Internaţional de la Bucureşti. Programul de maşini-unelte al firmei WMW** 104/2

Al treilea Congres internaţional de prelucrarea Metalelor, IKM 82 105/2

Expoziţia „Tehnica descentralizată de prelucrare a datelor Robotron" de la Piteşti 106/2

VASILOIU, ANETA : **Prezentarea Congresului Internaţional de tratamente termice, 27—30 oct. 1981, Varşovia** 150/3

ENESCU, LUCIA : **A III-a Consfătuire tehnico-ştiinţifică cu tema „Activitatea de cercetare din laboratoarele uzinale în sprijinul producţiei"** 345/6

* * * : **Conferinţe, expoziţii** 408/7

* * * : **Tîrguri şi expoziţii** 515/8-9

RECENZII

HERA-BUCUR, I. : **Amirov, Iu. D. — Pregătirea tehnico-ştiinţifică a producţiei industriale. Probleme teoretice şi practice. Ed. Economică, Moscova, 1978** 288/5

WANYOREK, C. : **Gîdea Suzana, Petrescu Maria — Metalurgie, fizică şi studiul metalelor. Vol. II, 1981, Ed. Didactică şi Pedagogică, 234 pag., 24 planşe** 290/5

PAVELESCU, D., STERE, N. : **MILOIU, GH., DUDIŢĂ, FL., DIACONESCU, V. D. — Transmisii mecanice moderne. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1980** 402/7

INDICE ALFABETIC PE AUTORI

A

Andreescu, F. : nr. 3, p. 123
Andreev, V. P. : nr. 1, p. 22
Albeanu, St. : nr. 4, p. 208
Angelescu, C. : nr. 10, p. 543
Ancu, Gh. : nr. 4, p. 202
Andrei, M. : nr. 12, p. 668
Antonie, Rovana : nr. 6, p. 333, p. 338
Apostolescu, N. : nr. 4, p. 151, p. 161, p. 190, p. 214
Armeanu, Al. : nr. 5, p. 275
Arghiriade, I. : nr. 1, p. 8, p. 11, nr. 7, p. 347
Asultanei, Alex. : nr. 5, p. 273
Aurite, T. : nr. 8—9, p. 417
Avram, M. : nr. 12, p. 652
Avram, C. : nr. 11, p. 619

B

Baicu, Ştefania : nr. 3, p. 110
Balaşiu, D. : nr. 6, p. 307
Banu, Cr. : nr. 2, p. 57
Barbărasă, Alex. : nr. 4, p. 208
Baroncea, E. : nr. 3, p. 115
Băcescu, D. : nr. 12, p. 659, p. 664, p. 668
Bădoi, I. : nr. 3, p. 139, p. 141
Bădescu, R. : nr. 6, p. 293
Bălan, G. : nr. 8—9, p. 420
Băloiu, S. : nr. 4, p. 198
Bălăceanu, M. : nr. 3, p. 130
Băncescu, N. : nr. 11, p. 619
Băncescu, R. S. : nr. 4, p. 227
Bedicov, I. C. : nr. 7, p. 396
Belcin, V. : nr. 8—9, p. 502
Belei, A. : nr. 4, p. 161
Bebereche, M. : nr. 11, p. 609
Benea, C. : nr. 8—9, p. 414
Bica, I. : nr. 1, p. 17
Biţă, Olga : nr. 2, p. 87
Breseanu, P. : nr. 10, p. 519
Brăgaru, A. : nr. 5, p. 275, p. 282
Braha, V. : nr. 5, p. 263
Bokor, L. : nr. 10, p. 569
Bozocea, Eugenia : nr. 3, p. 120, nr. 5, p. 269
Bujoreanu, I. : nr. 10, p. 556
Burlăcel, Maria : nr. 6, p. 333, p. 338
Butnaru, N. G. : nr. 11, p. 634

C

Calea, Gh. : nr. 7, p. 367
Canţă, T. : nr. 4, p. 172
Catrina, D. : nr. 8—9, p. 458
Cazacu, L. : nr. 3, p. 120
Călăraşu, S. : nr. 1, p. 26, p. 30
Cârdei, V. : nr. 10, p. 543, p. 548
Căpăţînă, N. : nr. 8—9, p. 502
Ceapoiu, Florica : nr. 4, p. 151
Cefranov, E. : nr. 11, p. 624
Cekotilo, L. : nr. 1, p. 22
Chioreanu, V. O. : nr. 11, p. 629
Cioară, T. : nr. 10, p. 532
Ciobanu, M. N. : nr. 7, p. 393, nr. 11, p. 611
Ciocan, O. : nr. 5, p. 238
Ciocîrlea-Vasilescu, A. : nr. 12, p. 671
Ciocîrlea-Vasilescu, Ioana : nr. 12, p. 671
Ciornei, I. M. : nr. 7, p. 393, p. 396, nr. 11, p. 605, p. 611, p. 615
Cizmaş, C. : nr. 6, p. 291
Cîmpan, L. : nr. 7, p. 396
Cobuzneanu, Silvia, nr. 2, p. 87, nr. 6, p. 304
Coman, M. I. : nr. 10, p. 553
Comănescu, D. : nr. 12, p. 652
Constantin, Gh. nr. 10, p. 525, p. 566
Constantin, N. : nr. 6, p. 229
Constantinescu, I. : nr. 10, p. 579
Constantinescu, N. : nr. 3, p. 115
Cononovici, S. : nr. 10, p. 528
Corlan, Z. : nr. 4, p. 172
Cornut, Al. : nr. 10, p. 532
Cosmin, D. : nr. 10, p. 521
Crasi, M. A. : nr. 7, p. 399, nr. 11, p. 605
Crăciun, Maria : nr. 6, p. 310
Creţu, O. S. : nr. 7, p. 385, p. 388, p. 393, p. 396, p. 399, nr. 11, p. 596, p. 611, p. 615
Creţu, N. : nr. 6, p. 291
Criştiu, M. : nr. 10, p. 575
Czoboly, E. : nr. 1, p. 1
Cuculeanu, Georgeta : nr. 2, p. 96, p. 99

D

Damian, Corina : nr. 4, p. 190
Dardari, A. : nr. 4, p. 180
Dehelean, D. : nr. 1, p. 19
Demeşco, V. : nr. 4, p. 208
Demian, T. : nr. 12, p. 613, p. 644, p. 657, p. 688
Diaconu, D. : nr. 3, p. 120
Diaconescu, E. N. : nr. 7, p. 385, p. 388, p. 393, p. 396, p. 399, nr. 11, p. 596, p. 605, p. 611, p. 615, p. 624, p. 634
Didicescu, C. : nr. 6, p. 333, p. 338
Dima, Gh. : nr. 12, p. 671
Dincă, I. : nr. 3, p. 110
Dinu, N. : nr. 4, p. 198
Dobre, N. : nr. 11, p. 637
Dobrescu, R. N. : nr. 3, p. 144
Dodoc, P. : nr. 12, p. 659
Dogărescu, St. : nr. 7, p. 370
Dorianu, E. : nr. 2, p. 85
Drăghici, Maria : nr. 6, p. 333, p. 338
Drăghicescu, M. : nr. 10, p. 538
Drugă, L. : nr. 3, p. 144
Dulgheru, L. : nr. 5. p. 275
Dumitru, I. : nr. 8—9, p. 434
Dumitrache, Fl. : nr. 7, p. 367
Duca, M. : nr. 8—9, p. 458

E

Epureanu, A. : nr. 8—9, p. 420, p. 509
Evghenide, C. : nr. 3, p. 147
Enescu, Lucia : nr. 6, p. 310, p. 345

Ermaliuc, V.: nr. 10, p. 547
Enache, Șt. nr. 2, p. 102

F

Farbaș, N.: nr. 3, p. 115
Fărtăiș, C. O.: nr. 7, p. 338, p. 393
Filip, I.: nr. 3, p. 115
Floroiu, Gh.: nr. 6, p. 291
Florea, Gh.: nr. 10, p. 547

G

Gavrilescu, Laura: nr. 2, p. 81
Gârleanu, L.: nr. 7, p. 367
Geiger, Marcela: nr. 6, p. 291
Geiger, D.: nr. 6, p. 291
Georgescu, Gh.: nr. 8—9, p. 478
Ghiță, E.: nr. 8—9, p. 509
Gheghea, I.: nr. 8—9, p. 486
Ghionea, A.: nr. 8—9, p. 486
Ghizdavu, A.: nr. 6, p. 293
Gheorghe, Gh.: nr. 12, p. 681
Ghiu, V.: nr. 10, p. 528
Gheorghiu, N. S.: nr. 10, p. 525, p. 566
Gogoașă, I.: nr. 2, p. 94
Görbe, Șt.: nr. 10, p. 569
Gramaticu, M.: nr. 11, p. 619
Graur, A. G.: nr. 7, p. 382, p. 393, p. 399, nr. 11, p. 605, p. 624
Greavu, N.: nr. 5, p. 273
Grecu, E.: nr. 12, p. 627
Grigoriu, Th.: nr. 5, p. 233
Grigoraș, I.: nr. 11, p. 634
Grigorescu, Florina: nr. 6, p. 299
Groșanu, I.: nr. 10, p. 525, p. 553
Grünwald, B.: nr. nr. 4, p. 151, p. 190, p. 214

H

Haltrich, K.: nr. 3, p. 110, p. 115, nr. 5, p. 269
Hauler, E.: nr. 10, p. 569
Havaș, I.: nr. 1, p. 1
Hera-Bucur, I.: nr. 5, p. 288
Hopulele, I.: nr. 3, p. 135
Horia, L.: nr. 6, p. 293
Hostiuc, L.: nr. 7, p. 375

I

Iancu, Șt.: nr. 6, p. 313
Ionescu, L.: nr. 4, p. 169
Irjicek, L.: nr. 1, p. 22
Ispas, C.: nr. 8—9, p. 505
Ivan, N. V.: nr. 2, p. 91

J

Jambor, Cs.: nr. 8—9, p. 440
Jeberean, I.: nr. 5, p. 269
Joni, N.: nr. 1, p. 24, nr. 10, p. 553

K

Kovács, F. W.: nr. 10, p. 525, p. 535, p. 566

L

Laza, I.: nr. 10, p. 553
Laszlo, Fr.: nr. 2, p. 57
Luca, V.: nr. 3, p. 123
Ludig, M.: nr. 2, p. 53

M

Manea, A.: nr. 4, p. 161
Manea, Stela: nr. 4, p. 202, p. 214
Mandici, L. G.: nr. 7, p. 393, nr. 10, p. 605
Marcovici, M.: nr. 4, p. 208
Maurer, E.: nr. 6, p. 315
Maxim, P.: nr. 6, p. 293
Mazilu, Marcela: nr. 8—9, p. 409
Mazilu, I.: nr. 8—9, p. 449, nr. 10, p. 519
Mălureanu, I.: nr. 3, p. 135
Mânduțianu, D.: nr. 10, p. 538
Medar, S.: nr. 8—9, p. 473
Mesaroș, A. V.: nr. 10, p. 535
Micșa, I.: nr. 10, p. 566
Mihăescu, B.: nr. 8—9, p. 467
Micu, C.A.: nr. 12, p. 668
Milea, T.: nr. 1, p, 17
Miloiu, Gh.: nr. 7, p. 352, p. 360
Minciu, C.: nr. 7, p. 370
Mitruș, M.: nr. 4, p. 151
Moisa, T.: nr. 1, p. 1
Moraru, V.: nr. 2, p. 71, nr. 8—9, p. 464
Munteanu, C.: nr. 6, p. 291, nr. 11, p. 589
Muraru, D.: nr. 8—9, p. 430
Mureșan, I.: nr. 10, p. 525, p. 566
Muscalu, Maria: nr. 6, p. 325

N

Năstase, D.: nr. 11, p. 624
Neamțu, Maria: nr. 1, p. 17
Nedelcu, C.: nr. 8—9, p. 478
Negurescu, N.: nr. 4, p. 219
Neniță, G: nr. 8—9, p. 502
Nestor, T.: nr. 11, p. 624
Nicolescu, G.: nr. 10, p. 532
Nicolescu, Ileana: nr. 3 p. 130
Nicoară, D.: nr. 238
Nițu, C.: nr. 12, p. 644
Nițu, I.: nr. 10, p. 528

O

Oancea, N.: nr. 8—9, p. 490, p. 495
Olariu, C.: nr. 1, p. 26
Olariu, N.: nr. 10, p. 547
Oprean, A.: nr. 7, p. 370, nr. 8—9, p. 473
Opreanu, Liliana, nr. 6, p. 310
Oprescu, Teodosia: nr. 2. p. 104, p. 105, p. 106
Oprescu, Gh.: nr. 3, p. 144

P

Pascu, A.: nr. 12, p. 657
Pascu, Mihaela: nr. 1, p. 19
Pană, C.: nr. 4, p. 219
Paraschiv, D.: nr. 5, p. 263

Panaitopol, H.: nr. 12, p. 688
Pantea, V.: nr. 3, p. 130
Pavelescu, D.: nr. 7, p. 402, nr. 11, p. 592, p. 594, p. 611
Panuş, V.: nr. 5, p. 275, p. 282
Petraşcu, I.: nr. 1, p. 30
Pfeifer, I.: nr. 10, p. 525, p. 560
Picoş, C.: nr. 5, p. 263, p. 266
Picoş, Sabina : nr. 5, p. 263, p. 266
Piticoş, Olimpia: nr. 6, p. 310
Popa, M. G.: nr. 4, p. 219
Popa, S.: nr. 5, p. 236
Popa, N.: nr. 5, p. 273
Popovici, C.: nr. 3, p. 130
Popovits, D.: nr. 1, p. 24, p. 30
Podaşcă, P.: nr. 8—9, p. 467
Podoabă, T.: nr. 6, p. 310
Popescu, I.: nr. 11, p. 601
Popescu, Maura: nr. 6, p. 319
Popinceanu, N. G.: nr. 7, p. 385, nr. 11, p. 596
Prelipceanu, Elfride: nr. 1, p. 30
Prodan, Gh.: nr. 7, p. 375
Procopovici, E.: nr. 4, p. 166, p. 169
Purice, V.: nr. 8—9, p. 440

R

Racoviţă, W.: nr. 10, p. 528
Racoviţă, A. M.: nr. 10, p. 528
Radu, Magda: nr. 10, p. 538
Raşeev, M.: nr. 7, p. 379
Rădulescu, Al.: nr. 2, p. 75
Rădulescu, Ermina: nr. 4, p. 214
Rădăcină, N.: nr. 8—9, p. 430, p. 445
Rădulescu, N.: nr. 8—9, p. 478
Rădulescu, C.: nr. 10, p. 535
Rădulescu, V.: nr. 10, p. 548, p. 553
Roman, Liana: nr. 3, p. 110
Rosinger, P.: nr. 5, p. 236
Roşca, A.: nr. 5, p. 256
Rotaru, S.: nr. 5, p. 259
Roth, Hannelore: nr. 6, p. 321
Rusu, Melania: nr. 6, p. 319
Rusu, Şt.: nr. 2 p. 60

S

Sabău, C.: nr. 6, p. 293
Safta, V.: nr. 1, p. 1, p. 8
Sandu, A.: nr. 8—9, p. 414, p. 513, nr. 10, p. 519
Savu, S.: nr. 8—9, p. 445
Săndulescu, S.: nr. 4, p. 151
Sălăgean, T.: nr. 10, p. 586
Schulz, T.: nr. 1. p. 8, nr. 10, p. 532
Secară, V. P.: nr. 7, p. 393, p. 396
Selariu, M.: nr. 10, p. 525, p. 566
Sevcenko, N. T.: nr. 1, p. 22
Sevruk, A. N.: nr. 1, p. 22
Sfinţeanu, D.: nr. 4, p. 190
Simionescu, Ana-Maria: nr. 6, p. 310
Simionescu, M.: nr. 8—9, p. 425
Solacolu, Maria: nr. 5, p. 269
Spiridon, Aurelia: nr. 2, p. 87
Spătaru, A.: nr. 3, p. 126
Spătaru, I.: nr. 3, p. 126
Stanciu, Elena: nr. 2, p. 87
Stoica, N.: nr. 4, p. 202
Stoica Rodica: nr. 2, p. 87
Stancu, V.: nr. 8—9, p. 490
Stoica, Gh.: nr. 12, p. 636
Stemper, H.: nr. 6, p. 315
Stere, N.: nr. 7, p. 379, p. 402
Steinberg, S.: nr. 8—9, p. 434
Stoinescu, R.: nr. 10, p. 525, p. 566
Stăcescu, I.: nr. 10, p. 569
Stroia, V.: nr. 11, p. 619
Stănescu, A.: nr. 1, p. 17
Suciu, I.: nr. 1, p. 36
Suciu, Virginia, nr. 6, p. 319
Sîrbu, V.: nr. 11, p. 619
Szabo, Vasilica: nr. 2, p. 87
Szots-Pollak, G.: nr. 10, p. 548

Ş

Şerban, C.: nr. 3, p. 123
Şerbănescu-Ţiţu, Gh.: nr. 4, p. 166, p. 190
Şişu, Gh.: nr. 10, p. 548
Şoiman, M.: nr. 4, p. 151
Şovăială, C.: nr. 6, p. 330
Şubu, T.: nr. 1 p. 26, p. 30

T

Tarău, I.: nr. 8—9, p. 420
Tanvuia, V.: nr. 10, p. 525, p. 566
Tache, V.: nr. 2, p. 75
Târu, E.: nr. 8—9, p. 490
Teleki, S. I.: nr. 5, p. 243
Teodorescu, M.: nr. 2, p. 66, p. 103, nr. 5, p. 238, p. 249
Terno, A.: nr. 1, p. 19
Tecuci, Gh.: nr. 10, p. 538
Topologeanu, M.: nr. 10, p. 547
Tudoran, P.: nr. 3, p. 123
Turcoiu, T.: nr. 4, p. 214

Ţ

Ţărăscu, A.: nr. 8—9, p. 478

U

Udrea, C.: nr. 12, p. 688

V

Varga, Şt.: nr. 10, p. 535
Vasiliu, A.: nr. 3 p. 147
Vasiloiu, Aneta : nr. 3, p. 115, p. 150
Vasilescu, T.: nr. 8—9, p. 404, nr. 10, p. 519
Vaş, A.: nr. 1, p. 40
Vişa, Fl.: nr. 7, p. 352, p. 360
Vîrbenski, I.: nr. 1 p. 22
Vlase, A.: nr. 2, p. 75
Voicu, M.: nr. 7, p. 399
Voinea, S.: nr. 10, p. 538
Volaşek, V. Iu.: nr. 1, p. 22
Vrabie, M.: nr. 7, p. 399

W

Wanyorek, C.: nr. 3, p. 107, nr. 5, p. 290

OAMENII DE ȘTIINȚĂ ȘI PACEA

ȘTIINȚĂ-PROGRES, DEZARMARE-PACE

„Să cerem în modul cel mai ferm ca minunatele cuceriri ale geniului uman, ale științei și tehnicii moderne să fie puse exclusiv în slujba păcii și progresului și nu a distrugerii și a războiului".

(Apelul pentru dezarmare și pace al O. D. U. S. din R. S. România)

„Știința nu este utilă decît dacă face pe oameni mai buni" afirma Socrate și cuvintele acestea capătă o deosebită rezonanță azi, cînd, deși ororile celui de-al doilea război mondial sînt încă vii în memoria tuturor oamenilor de bună credință, din anul 1945, pînă în prezent au avut loc în lume circa 130 de conflicte armate, care au provocat moartea a 25 milioane de oameni, majoritatea din lumea a treia.

Bilanțul ultimelor decenii este sumbru : mizerie, pămînturi și case pustiite prin flagelul războiului, roadele imaginației și muncii mai multor generații distruse, pagube economice și o incalculabilă risipă de resurse materiale și umane. Deși se aude tot mai puternic glasul popoarelor care cer pace, destindere și cooperare, cu toate acestea, cursa înarmărilor are tendința de a se accelera. În numai cîțiva ani, cifra medie a cheltuielilor militare aproape s-a dublat, ajungînd de la 370 miliarde dolari, în 1960, la peste 600 miliarde de dolari în 1982. Numai în producția de bunuri și servicii militare se folosește 6% din consumul mondial total de petrol, ceea ce reprezintă aproape jumătate din consumul tuturor țărilor în curs de dezvoltare. Peste 70 milioane de persoane sînt, direct sau indirect, angajate în activități militare, inclusiv 3 milioane de specialiști cu înaltă calificare. Mijloacele financiare destinate cercetărilor în scopuri militare depășesc 35 miliarde de dolari anual, reprezentînd un sfert din cheltuielile generale pentru cercetare-dezvoltare.

Elaborarea unor arme „inteligente", ca o nouă generație de mijloace de luptă, susceptibile să aibă implicații militare la fel de mari ca toate celelalte evoluții înregistrate în perioada de după cel de-al II-lea război mondial, a condus la estomparea distincției dintre armele nucleare și nenucleare sporind astfel pericolul transformării unui conflict armat convențional într-unul nuclear. În literatura de specialitate noile arme inteligente sînt desemnate sub acronimul P.G.M. (Precision Guided Munitions), care semnifică muniție ghidată cu precizie, în această categorie incluzîndu-se rachete de diferite tipuri, bombe de avion, torpile etc. Îmbinarea mai multor tipuri de sensori, care au capacitatea să detecteze și să indice configurarea terenului, prezența obiectivelor militare etc., pe baza energiilor caracteristice emise sau reflectate de fiecare obiectiv în parte (energii electromagnetice ale spectrului vizibil sau invizibil, termice, chimice, biologice, mecanice ca : sunete, zgomote, vibrația pămîntului etc.), cu alte realizări tehnice de vîrf în domeniul computerizării, microundelor etc., a dus la realizarea unor sisteme de ghidaj ultracomplexe, care conduc proiectilul spre țintă cu probabilitatea de lovire de aproape 100%, dirijîndu-l fie pe fasciculul energetic emis chiar de obiectiv, fie pe un canal laser (sau de altă natură) îndreptat spre țintă de ochitorul care mînuește instalația respectivă, fie combinînd ambele procedee.

În prezent, dacă opinia publică internațională nu va interveni cu promptitudine și hotărîre, aberanta cursă a înarmărilor va cunoaște o nouă escaladă. Unul din cele mai secrete și mai costisitoare proiecte ale Pentagonului — bombardierul strategic purtător de arme nucleare, invizibil pentru radar — a fost transpus în realitate. Cercetarea radioelectronică a devenit unul din cele mai importante procedee de obținere a informațiilor, unele state practicînd-o în permanență, alături de interceptarea radio, de analiză și de goniometrie și numeroase acțiuni de spionaj radioelectronic. Pe baza interceptării radiațiilor electromagnetice, se trag concluzii referitoare la organizarea apărării statelor și la schimbările intervenite în acest domeniu, se obțin alte informații referitoare la forțele armate, iar simultan se determină parametrii mijloacelor radioelectronice în vederea elaborării aparaturii de contracțiune. Și aviația și radioelectronica nu sînt decît două domenii tehnice din totalitatea domeniilor în care realizările cele mai de seamă sînt folosite, în primul rînd, în scopul distrugerii.

Omul de știință, cercetătorul, care trăiește prin și pentru munca minții sale, se integrează tot mai mult în activitatea socială, conștient că descoperirile și creațiile sale pot sluji progresul, dar pot fi folosite și împotriva omului. Un om de știință cu adevărat înaintat va folosi întotdeauna descoperirle sale în slujba păcii și nu a distrugerii omenirii. „Știința, care stă la baza construcției socialismului, trebuie să-și aducă contribuția tot mai activă la întărirea continuă a forței economice a patriei, la dezvoltarea întregii societăți". Cu aceste cuvinte tovarășul Nicolae Ceaușescu sintetiza politica partidului și statului nostru, care — în condițiile revoluției științifico-tehnice — acordă cercetării un rol primordial în construirea societății socialiste multilateral dezvoltate, în dezvoltarea pașnică a țării. Știința, progresul și pacea sînt de nedespărțit, ele influențîndu-se și condiționîndu-se reciproc.

Racordată total la țelurile pașnice ale întregii politici a României socialiste, cercetarea din țara noastră se bucură de condiții de dezvoltare pe care nu le-a avut niciodată în trecut : o bază materială și un puternic potențial uman. Investițiile pentru știință au sporit, în perioada 1965—1980, de 15 ori, iar numărul institutelor de cercetare a crescut de la 53 la 200. Numărul celor ce lucrează în cercetare a crescut de la 54 000, în 1965, la peste 226.000 de persoane în prezent. Valorificarea acestui potențial dirijat spre dezvoltarea pașnică a țării s-a materializat în numeroase realizări remarcabile. Numai în anul 1981 au fost introduse peste 2.500 de tipuri de mașini, utilaje, instalații, aparate, peste 500 de materiale și bunuri de consum, mai mult de 750 de tehnologii moderne, toate rod al cercetării proprii. Țara noastră dispune de o populație cu spirit de înaltă creativitate, fapt atestat și de faptul că România se situa pe locul 16 în lume, în anul 1980, în ceea ce privește numărul cererilor de brevete înregistrate de către autohtoni.

Vocația de pace, vocația omeniei, vocații din totdeauna ale poporului român au căpătat un conținut nou în anii socialismului și mai ales în ultimii 17—18 ani. În documentele prezentate și susținute de țara noastră în foruri și la reuniuni internaționale, România a venit cu propuneri concrete în vederea trecerii la dezarmare. În propunerile concrete ale țării noastre vizînd oprirea cursei înarmărilor și realizarea dezarmării, la loc de frunte se află „înghețarea și reducerea bugetelor militare și afectarea mijloacelor astfel economisite pentru progresul economiilor naționale în special pentru dezvoltarea țărilor sărace".

La 15 noiembrie 1982 — Adunarea Generală a O.N.U. a adoptat, prin consens, la cea de a patra dezbatere, punctul înscris de România în 1973 pe agenda O.N.U. intitulat „Reglementarea prin mijloace pașnice a diferendelor dintre state".

În cuvîntul șefului delegației române la Conferința generală a Organizației Națiunilor Unite pentru Educație, Știință și Tehnologie, rostit la 26 noiembrie a.c., a fost subliniată necesitatea angajării și mai ferme a UNESCO în eforturile de menținere și consolidare a păcii în promovarea unei cooperări internaționale pașnice, legate de justiție și echitate, în stimularea schimbului de valori materiale și spirituale, în condițiile respectării depline a personalității fiecărui popor, a diversității opțiunilor și căilor de dezvoltare. Se impune, mai mult ca oricînd, ca în domeniile sale de competență, UNESCO să facă totul pentru a contribui la oprirea cursei înarmărilor și pentru a se trece la măsuri concrete de dezarmare, la alocarea în scopuri pașnice a fondurilor astfel economisite. S-a subliniat că o atenție specială ar trebui acordată angajării largi a oamenilor de știință în lupta pentru orientarea cercetărilor nucleare, chimice, biologice și din alte domenii spre obiective firești, pașnice și constructive.

Istoria științei evidențiază ceea ce Marx spunea despre știință, că este o forță a progresului, chiar dacă unele descoperiri științifice au și utilizări distructive. Constituie un tragic paradox că în zilele noastre — cînd cu toate progresele realizate în eradicarea unor maladii, știința este încă sfidată de persistența unor adevărate flageluri cum este cancerul — există laboratoare în care oamenii în halate albe lucrează pentru a găsi combinații de viruși foarte puternici, în stare să provoace epidemii pustiitoare. S-a calculat că dacă o bombă nucleară poate afecta o zonă de 30 kmp, iar arma chimică o zonă de două ori mai mare, arma bacteriologică își poate extinde aria de acțiune pe o suprafață de 100.000 kmp. Se vorbește, de asemenea, despre arme cu o forță de distrugere și mai mare. În căutarea „armei absolute", totale, atenția pare să concentreze asupra armelor meteorologice, capabile să determine modificări ale climei, cutremure de pămînt, inundații, mutații biofizice. Paralel cu apariția unei întregi literaturi despre posibilitatea omului de a stăpîni energia vulcanilor, a ciclonilor, a mareelor se alcătuiesc planuri de utilizare militară a acestor surse uriașe de energie.

Este fără îndoială una din cele mai triste realități, reprzentînd o sfidare la adresa conștiinței umane, că, în epoca noastră, în care omenirea dispune de mijloace fără precedent pentru a asigura înflorirea civilizației, făurirea unei vieți de bunăstare și progresul tuturor popoarelor, se creează paralel mijloace de distrugere care ar duce la ruină societatea omenească.

„Oamenii de știință, dezarmarea și pacea", o relație care sintetizează aspectele majore ale responsabilității umaniste și pașnice a savantului, ar trebui să constituie tematica unui subprogram special. Acesta a fost și mesajul simpozionului „Oamenii de știință și pacea", care a avut loc la București, în 1981 și scopul inițiativelor și acțiunilor desfășurate în România și pe plan internațional de Comitetul național român „Oamenii de știință și pacea".

Pornind de la gravul pericol în care se află în prezent pacea lumii, tovarășul Nicolae Ceaușescu a avut strălucita inițiativă ca Frontul Democrației și Unității Socialiste din R. S. România să adopte în 1981 un apel pentru dezarmare și pace, elocventă expresie a politicii profund principiale și constructive a României.

Avînd deplină încredere în forța pe care o reprezintă popoarele pe arena internațională, partidul nostru subliniază necesitatea de a se prezenta acestora adevărul cu privire la cursa înarmărilor. Acest fapt se impune pentru că în prezent cursa înarmărilor nu este numai o îngrzitoare deturnare a resurselor umane și materiale ci reprezintă, în sine, un factor de tensiune, cursa pentru supremație în domeniul armamentelor mergînd mînă în mînă cu eforturile de extindere a zonelor de influență. Mai mult chiar, dezvoltarea mijloacelor de distrugere și ucidere, adăugînd încă o dimensiune problemelor generate de inechitățile, neînțelegerile și temerile epocii noastre, tinde să mărească intoleranța și, atunci cînd între țări se ivesc diferende, să încurajeze încercările de a le rezolva mai degrabă prin forță decît prin tratative. Efectele cursei înarmărilor sînt evidente : instabilitatea crescîndă în rîndul națiunilor sărace și imposibilitatea lor de a înainta pe calea progresului, pericolul agravării conflictelor între state și chiar al unei confruntări pe scară mondială între marile puteri, precum și primejdia unui război nuclear care ar putea duce la anihilarea planetei noastre.

Aprecierile tot mai multor oameni de știință, analizele pertinente efectuate de diferite organizații și organisme naționale și internaționale converg spre concluzia că într-un viitor război termonuclear nu vor exista nici învinși, nici învingători, ci ar fi distrusă întreaga omenire, ar dispărea însăși specia umană. Un asemenea război, scria publicistul american Jonathan Schell în cartea „Destinul planetei", înseamnă asasinarea viitorului, reprezintă o crimă împotriva celor ce nu s-au născut încă. Robert Mc. Namara, fost ministru al apărării al S.U.A., respingînd ca iluzorie teza „războiului nuclear limitat" arată că „ideea unui conflict nuclear menit să cruțe populația civilă este o aberație". Cu toate acestea, sfidînd opinia publică internațională, miniștrii apărării ai statelor NATO au reafirmat la 30 noiembrie 1982, în cadrul sesiunii Grupului de planificare NATO, hotărîrea lor de a desfășura cele 572 rachete nucleare americane cu rază medie de acțiune „Pershing 2" și „Cruise" în Europa occidentală, începînd de la sfîrșitul anului 1983, în cazul în care negocierile de la Geneva dintre S.U.A. și U.R.S.S. nu vor fi finalizate.

Evidențierea tabloului real privind pericolele generate de cursa înarmărilor nu este destinată să înspăimînte, să provoace panică. Această evidențiere este menită să mobilizeze popoarele la lupta pentru pace. Încă o dată partidului nostru a demonstrat utilitatea privirii adevărului în față. Opinia publică trebuie să fie și mai bine informată cu privire la povara și la riscurile înarmării, la constrîngerile pe care le impune economiilor naționale și la risipa de resurse pe care o antrenează.

Mai mult ca oricînd, omenirea respinge tendințele către conflict, marile demonstrații pentru pace și dezarmare care au loc pretutindeni sînt o dovadă de necontrazis că lumea și-a mobilizat forțele, a devenit mai militantă și mai responsabilă, față de dezideratul fundamental al prezentului : întemeierea grabnică a unui climat de pace. Concentrarea forțelor progresiste pentru pace ne dă convingerea să sperăm că istoria viitorului va fi o istorie a păcii, o istorie lipsită de cronici ale războaielor.

Ing. Ștefan Iancu

Tîrgul de la Leipzig

Republica Democrată Germană

13 - 19.3. 1983

Ramurile : metalurgie, maşini grele şi construcţia de utilaje sub semnul microelectronicii

La tîrgul de primăvară de la Leipzig din 1983, aceste ramuri industriale ca şi toate celelalte domenii ale tehnicii ilustrează principiul **„Eficienţă prin programare cu ajutorul microelectronicii"**. Ofertele de participare ale expozanţilor şi informaţiile privind exponatele sînt o dovadă a interesului pe care-l manifestă faţă de această temă cele mai importante întreprinderi din 25 de ţări.

Implicarea electronicii în pregătirea fabricaţiei şi în procesul de producţie precum şi în produsele acestor ramuri va fi prezentată pe o suprafaţă de 41.000 m². Programul de comunicări tehnico-ştiinţifice este consacrat avantajelor microelectronicii. Informarea tehnică se va îmbina cu demonstraţii practice la locurile de expunere. În centrul acestui program de manifestări se va situa Congresul ştiinţific „Raţionalizarea şi automatizarea eficientă prin microelectronică", ale cărui lucrări se vor desfăşura între 14 şi 16 martie 1983.

TÎRGUL MERITĂ SĂ FIE VIZITAT

Legitimaţii penntru Tîrg şi informaţii se pot obţine la O.N.T. „Carpaţi" sau la Reprezentanţa comercială de pe lîngă Ambasada R. D. G. în R. S. România, str. Dumbrava Roşie nr. 4, Bucureşti.
O.N.T. „Carpaţi" organizează grupe de experţi, cu participare gratuită la vizite şi conferinţe profesionale.

PUBLICOM

Tîrgul internaţional de la Leipzig

păstrează ca o **tradiţie** obiceiul de a-şi adapta profilul principal şi tematica sesiunilor tehnico-ştiinţifice organizate în acest interval la exigenţele comerţului internaţional. Organizatorii tîrgului urmăresc ca programul şi structura manifestărilor să cuprindă cele mai valoroase noutăţi pe plan mondial, perfecţionări, dezvoltări, modernizări.

În **1983**, Tîrgul de la Leipzig, atît ediţia din primăvară cît şi cea din toamnă, vor demonstra dezvoltarea actuală a microelectronicii. Astfel, în toate sectoarele de prezentare va fi ilustrat nivelul atins în prezent de utilizarea microelectronicii în domeniul respectiv.

Tîrgul din **primăvară** va fi dominat de expoziţiile de utilaje şi echipamente cu comandă microelectronică destinate pentru utilizare în diverse ramuri : construcţia de maşini, energetica, industriile agroalimentare şi altele. Fiind un tîrg plural, care reprezintă mai multe ramuri, vor fi organizate 22 sectoare tehnice şi 18 sectoare de bunuri de larg consum.

Tîrgul de **toamnă** va demonstra soluţiile de aplicare a microelectronicii la utilajele din industria textilă, la maşinile pentru poligrafie, la instalaţiile şi aparatura chimică, precum şi la tehnica medicală. Vor fi organizate 8 sectoare tehnice şi 20 de sectoare pentru expunerea bunurilor de larg consum.

Aşa cum la ediţia din primăvară specialiştii vor participa la **congresul** cu tema „Raţionalizare şi automatizare eficiente cu ajutorul microelectronicii", organizat de Camera Tehnicii a R. D. Germane în colaborare cu Ministerul Industriei Electrotehnice şi Electronice (între 14 şi 16 martie), la ediţia din toamnă vor putea participa la **simpozionul** internaţional cu tema „Utilizările microelectronicii în construcţia maşinilor de prelucrare şi a utilajelor de mare productivitate".

ing. T. Oprescu

balkancar

PRODUCTIVITATE RIDICATA, RENTABILITATE ŞI FIABILITATE IN EXPLOATARE

prin cărucioarele stivuitoare cu motor termic

RECORD-1

Exportator : BALKANCARIM-PEX 1040 Sofia, Bd. Kliment Ohridski nr. 48 Telefon 655-01 Telex 023431/2 Telegrame : Balkancarimpex Sofia

Distribuitor : Mecanoexport-import Consultaţii tehnice : Biroul tehnic-comercial Balkancar Bucureşti, str. Galaţi nr. 32, tel. 11.91.62.

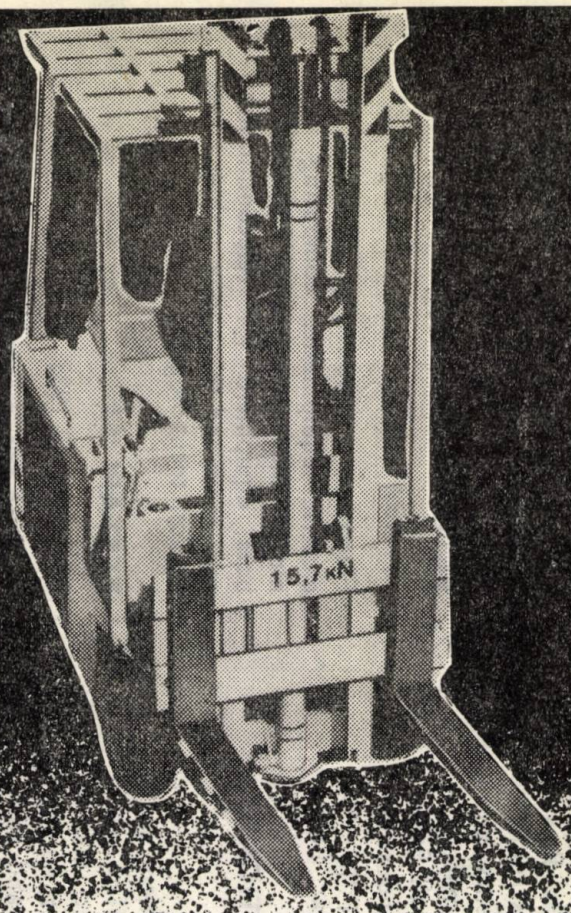
Siguranţă şi economie — sînt calităţile prin care se disting aceste cărucioare cu motor termic — mijloace de neînlocuit pentru manipularea încărcăturilor izolate şi paletizate în depozite acoperite sau neacoperite, în staţii de cale ferată, containere, cale de vapoare sau pretutindeni unde se cer dimensiuni cît mai mici ale dispozitivelor de manipulare combinate cu o productivitate ridicată.

Capacitatea de încărcare — 1000, 1250 şi 1600 kg

Înălţimea de ridicare — 2800, 3300, 4000 şi 4500 mm

Dacă aveţi nevoie de un dispozitiv de manipulare universal în scopul raţionalizării, fără investiţii importante, a operaţiilor de încărcare-descărcare-manipulare, precum şi în scopul realizării unor indici ridicaţi de randament în transportul şi manipularea încărcăturilor, alegeţi căruciorul termic elevator cu uşi false RECORD-1.

PUBLICOM



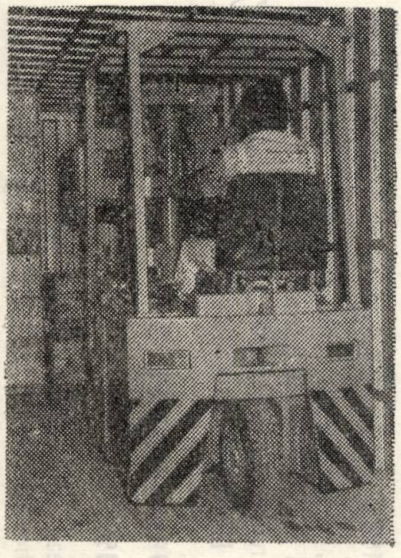
Înaltă productivitate atît în depozite cît și în spații deschise

Caracterizează

Electrocarele și mașinile de ridicat

Oferite de

balkancar



Aceste mașini pot fi utilizate și acolo unde alte mașini nu pot funcționa. În spații închise sau în aer liber, o astfel de mașină este necesară pretutindeni unde reducerea la minimum a „spațiului mort" este o necesitate primordială. Echiparea cu bandaje pneumatice îi permite să circule pe căi străbătute de șine de cale ferată sau alte obstacole.

- capacitatea de ridicare : 630, 1000, 1250, 1600 kgf
- înălțimea de ridicare : 2500, 2800, 3300 și 4500 mm

Se realizează în numeroase variante constructive cu înălțime redusă și spațiu mare de manevră pentru încăperi joase, containere, vagonete, furgonete, cuptoare tunel etc. Excepțională manevrabilitate cu raza de rotire pînă la 1450 mm. Antrenare la ambele roți din față. Rapiditate de manevre și ridicare. Rezistențe – siguranțe automate. Posibilitatea încastrării de baterii blindate. Accesibilitate la deservire și acționare. Posibilitate de montare a unor dispozitive pentru ridicarea de sarcini cu forme și greutăți variate.

Exportator **balkancarimpex**

Sofia 1040, Bulevardul KLIMENT OHRIDSKI nr. 48
Telefon 655-01, Telex 023431/2
Telegrame : Balkancarimpex Sofia

Livrarea se face prin Mecanoexportimport
Consultații tehnice :
„Balkancar" — Biroul tehnic de comerț
București, str. Galați nr. 32, telefon 11.91.62

PUBLICOM

PUBLICOM specialized exhibitions to be staged in '83

1 **SHOP '83**

25—28.01.1983

Consumer goods for free shops, including: drinks, cigarettes, foodstuffs, electronic instruments, ready-made clothes, cosmetics, toys, motor car spare parts, accessories-cosmetics, audio-video equipment, etc.

2 **PRELUCRAREA METALELOR '83**

15—18.03.1983

Industrial diamonds, diamond tools, sintered metallic carbides, cutting tools, abrasives, pneumatic equipment for metal treatment. Metal coating and surface treatment. Welding equipment and technologies.

3 **MEDICINA '83**

12—15.04.1983

Equipment, instruments and materials to be used in all medical branches (stomatology included), chemical and pharmaceutical products.

4 **ARMĂTURI — POMPE '83**

19—22.04.1983

Fittings, seals and pumps for all industrial branches.

5 **LABORATORUL '83**

10—13.05.1983

Instruments for controlling, measuring and analysing the fluid and gas flow; gas leakage detection; process instrumentation and analysers. Instruments and articles for laboratory and chromatography analyses and tests covering all fields of application in research and industrial laboratories. Technology, equipment and instruments for the nuclear field.

6 **REPRO—FOTO—KINO—OPTICA '83**

14—17.06.1983

Printing and duplicating equipment and machines, labelling machines, office machines and equipment, graphic materials, word processing machines, equipment, instruments, accessories and materials for film and photography, optic lenses and optic instruments, micro-record keeping devices, etc.

7 **PESTICIDE '83**

20—23.09.1983

Pesticides, insecticides, herbicides, fungicides, premixes, veterinary drugs, equipment and methods for animal husbandry, articles for agricultural and veterinary use; folders.

8 **AZBEST — PLUTA '83**

8—11.11.1983

Asbestos materials, yarns, ready-mades and technical articles. Raw-cork and cork products.

9 **ELTRON '83**

15—18.11.1983

Electronic components, electronic and electric equipment, computing technique, micro-processors, industrial robots, equipment for telecommunications, radio and telephony, cables, automation technologies.

10 **TESTARI '83**

29.11 — 2.12.1983

Physical and mechanical metal testing, destructive and non-destructive quality control instruments and equipments

Publicom is able, following your request, to offer you the corresponding documentation for each exhibition.

12 JUN 1983

E3279 04

CM

- DEFORMARE PLASTICĂ
- Recenzii

R

Gép. I.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

REFERÁLVA

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ XXXV ■ APRILIE 1983

I. C. T. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Șos. Olteniței nr. 105, sector 4
București — 75651
Telefon 83.21.70. Telex 10233

Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini, înființat încă din anul 1955, are o bogată experiență în cercetare și proiectare tehnologică specifică construcțiilor de mașini. În cadrul institutului se desfășoară trei tipuri de activități :

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricație) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea și optimizarea procedeelor, regimurilor sau rețelelor tehnologice în domeniile : prelucrărilor prin așchiere, ștanțare, ambutisare și prin tehnologii neconvenționale, manipulării automate, montajului mecanizat și automatizat, acoperirilor de protecție și decorative, controlului activ, interoperațional și final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate și sisteme complexe de fabricație pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea mașinilor speciale, dispozitivelor și sculelor

3. Execuția, în limita capacităților propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistență tehnică pentru punerea în funcțiune la parametrii proiectati a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ: ● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea și îmbunătățirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator și în producție a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuție pentru liniile, mașinile, dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secțiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcția în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuția de prototipuri de mașini și dispozitive și experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricația de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură și control interoperații și final, proiectarea și executarea utilajelor necesare controlului și sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea și executarea de bancuri de probă pentru studii de laborator și fabricația de serie ; ● Organizarea fabricației, transportului intern și depozitării în secțiile și atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea și urmărirea producției ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum și pentru planificare, lansare și urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistență tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate și pentru punerea în funcțiune a utilajelor proiectate și executate ; ● Acordarea de licențe, know-how și punerea la dispoziție a documentației de execuție pentru lucrările elaborate de institut.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, 4, aprilie, 1983

CUPRINS

DEFORMARE PLASTICĂ

VASILIU, A. : **A VI-a consfătuire națională de deformări plastice la cald** 129

1. Tehnologii

DRĂGAN, I., CANTA, I., NISTOR, L. : **Aplicarea extrudării combinate la realizarea unor componente pentru centralele nucleare electrice** 130

BUJOREANU, ȘT., STÎNGĂ, B., FUFEZAN, P. : **Forjarea prin roluire a semifabricatelor destinate forjării cu fibraj continuu a arborilor cotiți** 135

POPESCU, A. V., RATCU, P. : **Particularități ale deformării la cald a aliajelor de aluminiu pentru industria aeronautică** 138

DIMITRIU, S. P., VARZAN, GH. : **Optimizarea procesului de forjare** 143

BĂLȚATU, M. : **Noi tehnologii de deformare plastică la cald** 147

GEORGESCU, GH., GOȘA, O. : **Tehnologie și procedeu de forjare a oțelului inoxidabil 9 Mo NC 265** 152

FLOREA, TR. : **Matrițarea fără bavură a pieselor la I.A. Brașov** 158

CALEAP, N. : **Procedeu de forjare în turn pe prese cu trei posturi-A.M.P. 30** 161

2. Utilaje

MORAR, R., SOMEȘAN, C., DĂSCĂLESCU, L., ȘARAMET, C. C. : **Proiectarea optimală, asistată de calculator, a acționărilor electrice pentru presele mecanice cu volant** 164

ȘARAMENT, C. C., MOLDOVAN, V. : **Designul în proiectarea mașinilor de deformat plastic** 168

ORNESCU, D., ALMĂȘIANU, V. **Calculul volumului instantaneu al fluidelor în rezervoarele cilindrice orizontale, cu funduri elipsoidale sau sferice** 175

BĂLȚATU, M. : **Considerații asupra soluțiilor de asamblare prin fretare a pistonului cu tija ciocanelor de forjă** 177

GRIBOVSCHI, D., MUREȘAN, E. : **Orientări privind asimilarea preselor mecanice de matrițare la cald** 180

*

CONSTANTINESCU D. T. : **Recenzii** 184

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : inf. Armand Vasiliu

SUMARE

CZ : 621.771.4

Drăgan, I., Canta, T., Nistor, L. : **Aplicarea extrudării combinate la realizarea unor componente pentru centralele nucleare electrice**

Lucrarea descrie o tehnologie experimentală privind realizarea prin extruziune combinată a unor piese din componenţa centralelor nucleare. Se stabilesc corelaţii între factorii geometrici, tipul lubrifierii şi forţa necesară deformării materialului.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 6 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 621.73

Bujoreanu, Şt., Stîngă, B., Fufezan, P. : **Forjarea prin roluire a semifabricatelor destinate forjării cu fibraj continuu a arborilor cotiţi**

Articolul prezintă o îmbunătăţire a tehnologiei de forjare cu fibraj continuu a arborilor cotiţi. Roluirea semifabricatelor prin deformare plastică prezintă numeroase avantaje, faţă de vechea tehnologie de prelucrare prin aşchiere. Eficienţa economică rezidă în economii de metal şi creşterea productivităţii muncii.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 6 fig.

CZ : 621.746.77

Popescu, A. V., Ratcu, P. : **Particularităţi ale deformării la cald ale aliajelor de aluminiu pentru industria aeronautică.**

După trecerea în revistă a particularităţilor tehnologice ale deformării la cald a aliajelor de aluminiu utilizate în domeniul construcţiei aeronautice, în continuare, se descrie o tehnologie (pusă la punct, în cadrul ICSITPSC) de matriţare a unor repere specifice.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 11 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.73

Dimitriu, S. P., Vărzan, Gh. : **Optimizarea procesului de forjare**

Utilizarea modelelor matematice de optimizare în conducerea proceselor de forjare determină :

— timp de forjare, minimi ;
— număr minim de reîncălziri ;
— calitate superioară şi constantă.

Extinderea folosirii tehnicilor de calcul în secţiile de forjă ar contribui la :

— reducerea consumului de combustibil ;
— creşterea productivităţii grupurilor tehnologice de forjare ;
— reducerea personalului de lucru.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 6 fig., 3 tab., 5 ref. bibl.

CZ : 621.746.77

Bălţatu, M. : **Noi tehnologii de deformare plastică la cald**

Lucrarea prezintă două procedee tehnologice noi (brevetate în R.S.R. şi aplicate cu succes, la scară industrială, în cadrul Întreprinderii de Construcţii de Maşini Reşiţa) pentru fabricarea anumitor piese forjate ce intră în componenţa motoarelor locomotivelor diesel şi hidrogeneratoarelor electrice. Aceste procedee, conţinînd importante elemente de progres ştiinţific şi tehnic în domeniul deformării plastice la cald, asigură îmbunătăţirea substanţială a calităţii acestora, pe lîngă alte avantaje legate de reducerea energiei şi forţei de deformare plastică, a consumului de energie şi combustibil, a dimensiunilor semifabricatului de pornire şi a numărului fazelor de prelucrare prin aşchiere.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 19 fig., 7 ref. bibl.

CZ : 621.73

Georgescu, Gh., Goşa, O. : **Tehnologie şi procedeu de forjare a oţelului inoxidabil 9 Mo NC 265**

Lucrarea descrie rezultatele unor cercetări de asimilare a unui oţel inoxidabil destinat fabricării unor utilaje pentru industria alimentară. Cercetările efectuate au permis sabilirea tehnologiilor de elaborare, forjare şi tratament termic pentru condiţii industriale.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 6 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 621.983

Florea, T. : **Matriţarea fără bavură a pieselor**

Autorul prezintă unele realizări ale întreprinderii de autocamioane Braşov, în domeniul matriţării fără bavură. Comparativ cu matriţarea clasică, noile tehnologii (matriţarea fără bavură şi extrudarea volumică) conduc la reducerea consumului de metal şi energie şi importante economii de manoperă. Se preconizează extinderea acestor tehnologii şi la alte repere, cu efecte calitative şi economice, similare.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 4 fig., 1 tab.

CZ : 621.73

Caleap, N. : **Procedeu de forjare „în turn", pe prese cu trei posturi — AMP 30**

Lucrarea descrie aplicarea procedeului forjării „în turn", pe prese automate cu trei posturi, la fabricaţia inelelor de rulmenţi. În comparaţie cu forjarea individuală, noul procedeu prezintă următoarele avantaje :

— creşterea productivităţii muncii : 70% ;
— reducerea manoperei : 30% ;
— reducerea consumului de metal (15—25%) de enerbie electrică (250 kwltona piese forjate) şi de SDV-uri (cca. 60%).

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 4 fig.

CZ : 621-83:621.975

Morar, R., Someşan, C., Dăscălescu, L., Şaramet, C. C. : **Proictarea optimală asistată de calculator a acţionărilor electrice pentru presele mecanice cu volant**

Proiectarea optimală a acţionării electrice constituie o importantă resursă de raţionalizare a consumurilor energetice la prese. Articolul descrie două modalităţi de reducere a consumurilor de energie electrică şi anume :

a) dimensionarea optimă a volantului şi a motorului de acţionare ;

b) utilizarea unor metode de adaptare a puterii electrice consumate la valoarea energiei electrice necesare într-un proces tehnologic diferit de cel pentru care s-a realizat dimensionarea instalaţiei. Se dau şi algoritmurile corespunzătoare de proiectare asistată de calculator.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 7 fig., 1 tab., 6 ref. bibl.

CZ : 621.001.1

Şaramet, C. C., Moldovan, V. : **Designul în proiectarea maşinilor de deformat plastic**

Articolul trece în revistă — sintetic — o serie de principii şi criterii de design, specifice utilajelor de deformare plastică, orientînd cititorii spre un domeniu nou în proiectarea de utilaje. Pentru măsurarea calităţii estetice a unui utilaj este necesară o metodă care să asigure o proporţie acoperitoare de obiectivism. Metoda stabilită de autori se bazează pe teoria informaţiilor.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 6 fig., 12 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 62[illegible].771.4

Drăgan, I., Canta, T., Nistor, L. : **Applying Combined Atomic Extrusion to the Production of Components for Power Plants**

The paper describes an experimental technology for the production of components for atomic power plants by combined extrusion. Correlations are established among the geometrical factors, type of lubrication and the force necessary to material deformation.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 6 fig., 1 table, 4 bibl. papers

---

DC : 621.73

Bujoreanu, Şt., Stîngă, B., Fufezan, P. : **Roller Forging of Semifabs Designed for Continuous Fibre Forging of Crankshafts**

The paper presents an improvement of the continuous fibre forging technology of crankshafts. Rolling of semifabs by plastic deformation is most advantageous as compared to the old cutting technology. The economic efficiency consists in metal savings and increased labour productivity.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 6 fig.

DC : 621.746.77

Popescu, A. V., Ratcu, P. : **Heat Distorsion Peculiarities of Aluminium Alloys for the Aeronautic Industry**

A survey of the heat distorsion technological peculiarities of aluminium alloys used in the field of aeronautics is followed by the presentation of a pressing technology for specific components finalized within ICSITPSC.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 11 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.73

Dimitriu, S. P., Vârzan, Gh. : **Optimizing of the Forging Process**

The use of optimizing mathematical models for controlling the forging processes calls for :

— minimum forging time
— minimum reheating number
— steady high quality.

An extensive use of the computation techniques in the forging sections would contribute to :

— fuel cuts ;
— increased efficiency of the technological forging units ;
— reduced operating personnel.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 6 fig., 3 tables, 5 bibl. papers

---

DC : 621.746.77

Bălţatu, M. : **New Heat Distortion Technologies**

The paper presents two new technological methods (patented in the Socialist Republic of Romania and successfully applied on an industrial scale within the Reşiţa Mechanical Engineering Enterprise) for the production of certain forged components for the engines of diesel locomotives and electric hydrogenerating sets. The relevant methods include important elements of scientific and technical progress in the field of heat distortion, secure a considerable improvement of their quality, besides other advantages concerning important units in the energy and force of plastic deformation, the power and fuel consumption, the initial semifab sizes and in the number of cutting stages.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 19 fig., 7 bibl. papers

---

DC : 62[illegible].73

Georgescu, Gh., Goşa, O. : **Forging Technology and Method of the 9 Mo NC 265 Stainless Steel**

The paper describes the results of researches concerning the taking up of a stainless steel brand for the production of certain equipments for the food industry. The research carried out have enabled the working out of the smelting, forging and heat treatment technologies for industrial conditions.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 6 fig., 3 bibl. papers

---

DC : 621.983

Florea, T. : **Seamless Moulding of Components**

The author presents certain achievements of the Braşov Lorry Works in the field of seamless moulding. Compared to the conventional moulding, the new technologies (seamless moulding and volume extrusion) lead to important metal, power and manual labour cuts. The extension of the relevant technologies to other components is also envisaged with similar qualitative and economic effects.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 4 fig., 1 table

DC : 621.73

Caleap, N, **Tower Forging Method with AMP 30 — Three-layer Automatic Presses**

The paper describes the applying of the tower forging method to three-layer automatic presses for the production of ball races. Compared to the individual forging, the new method shows the following advantages :

— labour productivity increased by 70 p.c. ;
— manual labour reduced by 30 p.c. ;
— metal consumption reduced by 15—25 p.c., electric power by 250 kW/ton of forged components, tools and checking devices by some 60 p.c.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 4 fig.

DC : 621-83:621.975

Morar, R., Someşan, C., Dăscălescu, L., Şaramet, C. C. : **Computer-assisted Optimal Designing of Electric Drives for Fly Wheel Power Presses**

An optimal designing of the electric drive is an important power saving source for presses. The paper describes two methods of cutting down the electric power consumption, namely :

a) An optimum dimensioning of the fly wheel and driving motor ;

b) the use of certain methods for adjusting the electric power absorbed to the value of the electric power necessary for a technological process different from the one the installation was dimensioned for. The paper also gives the corresponding algorithms for computer-assisted designing.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 7 fig., 1 table, 6 bibl. papers

---

DC : 621.001.1

Şaramet, C. C., Moldovan V. : **The Design in Cold Forming Machines Designing**

The paper makes a synthetical survey of a series of design principles and criteria specific to the cold forming equipment, directing the readers towards a new field of equipment designing. In order to establish the aesthetical quality of an equipment, a method is necessary securing a fair ratio of objectivism. The method established by the authors is based upon the information theory.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 6 fig., 12 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 621.771.4

Drăgan, I., Canta, T., Nistor, L. : **Application de l'extrusion combinée à la réalisation de composants pour centrales électriques nucléaires**

L'ouvrage décrit une technologie expérimentale concernant la réalisation, par extrusion combinée, de pièces composantes des centrales nucléaires. On établit les corrélations existant entre les facteurs géométriques, le type de lubrification et la force nécessaire à la déformation du matériau.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 6 fig., 1 tabl., 4 réf.

CD : 621.73

Bujoreanu, Șt., Stîngă, B., Fufezan, P. : **Forgeage par déformation plastique des semi-fabriqués destinés au forgeage à fibrage continu des vilebrequins**

L'article présente une amélioration technologique du forgeage à fibrage continu des vilebrequins. La formation des semi-fabriqués par déformation plastique présente de nombreux avantages par rapport à l'ancienne technologie d'usinage par coupe de métal. L'efficience économique se traduit par une économie de métal et par la hausse de la productivité du travail.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 6 fig.

CD : 621.746.77

Bălțatu, M. : **Nouvelles technologies de déformation plastique à chaud**

L'ouvrage présente deux procédés technologiques nouveaux (brevetés en République Socialiste de Roumanie et appliqués avec succès à l'échelle industrielle dans le cadre de l'Entreprise constructrice de machines Reșița) pour la fabrication de certaines pièces forgées, utilisées à la construction des moteurs des locomotives diesel et des hydro-génératrices électriques. Ces procédés, comportant d'importants éléments de progrès scientifique et technique dans le domaine de la déformation plastique à chaud, assurent l'amélioration substantielle de la qualité des pièces, ainsi que d'autres avantages concernant la réduction de l'énergie et de la force de déformation plastique, de la consommation d'énergie et de combustible, des dimensions du semi-fabriqué et du nombre de phases d'usinage par coupe de métal.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 19 fig., 7 réf.

CD : 621.73

Georgescu, Gh., Goșa, O. : **Technologie et procédé de forgeage de l'acier inoxydable 9 Mo NC 265**

L'ouvrage décrit les résultats d'une série de recherches concernant l'assimilation d'un acier inoxydable destiné à la fabrication d'outillages pour l'industrie alimentaire. Les recherches effectuées ont permis d'établir les technologies d'élaboration, de forgeage et de traitement thermique pour les conditions industrielles.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 6 fig., 3 réf.

CD : 621.983

Florea, T. **Matricage sans bavure des pièces**

L'auteur présente une série de réalisations obtenues à l'Entreprise de camions de Brașov, dans le domaine du matriçage classique, les nouvelles technologies (matriçage sans bavure et extrusion volumique) conduisent à la réduction de la consommation de métal et d'énergie et à l'obtention d'importantes économies de main-d'oeuvre. On préconise l'application de ces technologies à d'autres repères, avec des effets qualitatifs et économiques semblables.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 4 fig., 1 tabl.

CD : 621.73

Calep, N. : **Procédé de forgeage „en tour", sur presses à trois postes — AMP 30**

L'ouvrage décrit l'application du procédé de forgeage „en tour" sur les presses automatiques à trois postes, à la fabrication des anneaux de roulements. Comparativement au forgeage individuel, le nouveau procédé offre les avantages suivants :

— croissance de la productivité du travail : 70%
— réduction de la main-d'oeuvre : 30%
— réduction de la consommation de métal (15—25%), d'énergie électrique (250 kW/tonne de pièces forgées) et d'outils, dispositifs (environ 60%).

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 4 fig.

CD : 621-83:621.975

Morar, R., Someșan, C., Dăscălescu, L., Șaramet, C. C. : **Projection optimale assistée par calculatrice des actionnements électriques pour les presses mécaniques à volant**

La projection optimale de l'actionnement électrique constitue une importante source de rationalisation des consommations énergétiques des presses. L'article décrit deux modalités de réduire les consommations d'énergie électrique, notamment ;

a) le dimensionement optimal du volant et du moteur d'actionement ;

b) l'utilisations de méthodes permettant d'adapter la puissance électrique consommét à la valeur de l'énergie électrique nécessaire dans un processus technologique différent de celui pour lequel on a réalisé le dimensionnement de l'installation. On indique aussi les algorithmes correspondants de projection assistée par calculatrice.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 7 fig., 1 tab., 6 réf.

CD : 62[illegible].001.1

Șaramet, C. C., Moldovan, V. : **Le design dans les projets des machines à déformation plastique**

L'article passe en revue, de manière synthétique, une série de principes et de critères de design spécifiques aux outillages de déformation plastiqué, en orientant les lecteurs vers un domaine nouveau dans l'activité de projection des outillages. En vue de mesurer la qualité esthétique d'un outillage, il faut disposer d'une méthode susceptible de fournie une proportion adéquate d'objectivisme. La méthode élaborée par les auteurs repose sur la théorie des informations.

Construcția de mașini, 35 (1933), no. 4, 6 fig., 12 réf.

CD : 621.642

Ornescu, D., Almășianu, V. : **Calcul du volume instantané des fluides dans les réservoirs cylindriques horizontaux, à fonds elliptiques ou sphériques**

L'article décrit un programme de calcul pour les réservoirs horizontaux installés dans les systèmes hydrauliques destinés aux pompes hydrauliques. Les auteurs sont en mesure de mettre à la disposition des intéressés les algorithmes de calcul en langage FORTRAN (Felix-256) et TI-59.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 2 fig.

CD : 621.974

Bălțatu, M. : **Considérations sur les solutions d'assemblage, par frettage, du piston avec la tige des marteaux de forge**

L'ouvrage examine plusieurs modalités d'assemblage tigepiston pour les marteaux de matriçage et présente les résultats obtenus en utilisant un système original qui est appliqué, avec succès, dans le cadre de l'Entreprise constructrice de machines Reșița.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 4, 6 fig., 2 tabl., 8 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.771.4

Drăgan, I., Canta, T., Nistor, L.: **Anwendung des kombinierten Strangpressens zur Herstellung von Bauteilen für Kernkraftwerke**

Im Beitrag wird eine experimentale Technologie zur Herstellung durch kombiniertes Strngpressen von Bauteilen für Kerkraftwerke beschrieben. Es werden dabei auch die wechselseitigen Beziehungen zwischen den geometrischen Faktoren, dem Schmierungstyp und der erforderlichen Kraft zum Umformen des Werkstoffs festgelegt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 6 Fig., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 62[illegible].73

Bujoreanu, Şt,. Stîngă, B., Fufezan, P.: **Das Walzschmieden der Halbfabrikate, die zum Schmieden mit ständiger Faserung der Kurbelwellen bestimmt sind**

Im Beitrag wird eine weiterentwickelte Technologie zum Schmieden mit ständiger Faserung der Kurbelwellen präsentiert. Das Walzschmieden der Halbfabrikate weist zahlereiche Vorteile auf. Die Wirtschaftseffektivität besteht in Metalleinsparungen und in der Steigerung der Arbeitsproduktivität.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 6 Fig.

DK : 621.746.77

Popescu, A. V., Ratcu, P.: **Einige Eigenarten des Warmumformens von Aluminiumlegierungen für die Luftfahrtindustrie**

Nach einer übersichtlichen Beschreibung der technologischen Eigenarten des Warmumformens der im Bereich der Luftfahrtindustrie verwendeten Aluminiumlegierungen wird anschließend eine (im ICSITPSC ausgearbeitete) Technologie zum Gesenkschmieden spezifischer Werkteile präsentiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 11 Fig., 2 Lit.

DK : 621.73

Dimitriu, S. P., Vărzan, Gh.: **Die Optimierung des Schmiedeprozesses**

Die Anwendung der mathematischen Optimierungsmodelle in der Steuerung der Schmiedeprozesse bestimmt :

— minimale Schmiedezeit ;
— minimale Anzahl der Wiedererhizungen ;
— hochwertige und konstantbleibende Qualität.

Die Ausweitung der Anwendung von Rechentechniken in den Schmiedeabteilungen könnte :

— die Herabsetzung des Brennstoffverbrauchs ;
— die Produktivitätssteigerung bei den technologischen Schmiedegruppen ;
— die Herabsetzung des Arbeitspersonal bewirken.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 6 Fig., 3 Tab., 5 Lit.

DK : 621.746.77

Bălţatu, M.: **Neue Warmumformtechnologien**

Im Beitrag werden zwei neue technologische Verfahren (die in der Sozialistischen Republik Rumänien patentiert und mit Erfolg im Industriemaßstab im Maschinenbaubetrieb in Reşiţa angewendet werden) zur Fertigung bestimmter Schmiedeteile, für den Bau von Diesellokomotiven und Wasserkraftgeneratoren bestimmt sind, beschrieben. Diese Verfahren, die bedeutende Elemente des wissenschaftlichen und technischen Fortschritts im Bereich des Warmumformens enthalten, gewährleisten eine beachtliche Qualitätssteigerung außer den anderen Vorteilen, die sich auf die Herabsetzung der Umformenergie und — kraft, des Energie — und Brennstoffverbrauchs, die Abmessungen des Ausgangshalbfabrikats und die Anzahl der spanenden Bearbeitungsphasen bezihen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 19 Fig., 7 Lit.

DK : 621.73

Georgescu, Gh., Goşa, O.: **Technologie und Verfahren zum Schmieden des rostfreien Stahls**

Im Beitrag werden die Ergebnisse der Forschungen zur Uberleitung in die Produktion eines rostfreien Stahls beschrieben, der zur Fertigung von Anlagen für die Nahrungsmittelindustrie dient. Die durchgeführten Untersuchungen haben die Festlegung der Ausarbeitungs-, Schmiede- und Wärmebehandlungstechnologie für die Bedingungen der Industrieproduktion ermöglicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 6 Fig., 3 Lit.

DK : 621.983

Florea, T.: **Gratloses Gesenkschmieden der Werkteile**

Der Autor präsentiert einige Leistungen des Lastkraftwagenwerks in Braşov im Bereich des gratlosen Gesenkschmiedens. Im Vergleich zum herkömmlichen Gesenkschmieden, führen die neuen Technologien (gratloses Schmieden und Strangpressen der Vollprofile) zur Herabsetzung des Metall- und Energieverbrauchs und zu einer beachtlichen Verminderung des Arbeitsaufwandes. Vorgesehen ist, diese Technologien — mit ähnlichen qualitativen und wirtschaftlichen Ergebnissen — auch auf die Fertigung anderer Werkteile auszuweiten.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 4 Fig., 1 Tab.

DK : 621.73

Caleap, N.: **Das Turmschmiedeverfahren auf Pressen mit drei Arbeitsposten AMP 30**

Im Beitrag wird die Anwendung des Turmschmiedeverfahrens auf automaten Pressen mit drei Arbeitsposten in der Fertigung der Wälzlagerringe beschrieben. Im Vergleich zum Einzelschmieden, weist das neue Verfahren folgende Vorteile auf :

— Steigerung der Arbeitsproduktivität : 70% ;
— Verminderung des Arbeitsaufwands : 30% ;
— Herabsetzung des Metallverbrauchs (15—25%), des Stromverbrauchs (250 kW je Tonne Schmiedeteile) und der Meßgeräte und -vorrichtungen (etwa 60%).

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 4 Fig.

DK : 621-83:621.975

Morar, R., Someşan, C., Dăscălescu, L., Şaramet, C.C.: **Rechnergestütztes optimales Entwerfen der elektrischen Antriebe für mechanische Pressen mit Schwungrad**

Das optimale Entwerfen der elektrischen Antriebe bildet eine wichtige Quelle für die Rationalisierung des Energieverbrauchs an den Pressen. Im Beitrag werden zwei Möglichkeiten dur Herabsetzung des Stromverbrauchs beschrieben und zwar :

a) die optimale Bemessung des Schwungrades und des Antriebsmotors ;

b) die Anwendung von Methoden zum Anpassen der verbrauchten elektrischen Kraft an den Wert des elektrischen Stroms, der für einen technologischen Prozeß erforderlich ist, der sich vom Prozeß, für den dit Bemessung der Anlage vorgenommen wurde, unterscheidet. Veröffentlicht werden auch die für das rechnergestützte Entwerfen entsprechenden Algorithmen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 7 Fig., 1 Tab., 6 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.771.4

Дрэган, И., Канта, Т., Нистор, Л. : **Применение комбинированной экструзии в реализации ряда компонентов для ядерных электроцентралей**

Работа описывает опытную технологию об изготовлении комбинированной экструзией ряда деталей в составе ядерных станций. Определяются соотношения между геометрическими факторами, тип смазывания и сила реформации материала.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 6 рис., 1 табл., 4 лит.

ДК : 621.73

Бужореану, Шт., Стынгэ, Б., Фуфезан, П. : **Ковка ролингованием полуфабрикатов, предназначенных для непрерывной жилкой коленчатых валов**

Статья представляет совершенствование ковочной техноголи непрерывной жилкой коленчатых валов. Ролингование полуфабрикатов пластической деформации имеет много выгод против старой технологии нарезания. Экономическая эффективность вытекает из экономии металла и роста производительности труда.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 6 рис.

ДК : 621.746.77

Попеску, А. В., Ратку, П. : **Свойства теплой деформации алюминиевых сплавов для аэронавтики**

После рассматривания технологических свойств теплой деформации алюминиевых сплавов для аэронавтики, описывается технология (разработанная в рамках I.C.S.I.T.P.S.C.) шаблонирования ряда специфических реперов.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 11 рис., 2 лит.

ДК : 621.73

Димитриу, С.П., Вэрзан, Г. : **Оптимизация процесса ковки**

Применение математических моделей в оптимизации управления процессами ковки определяет :

— наименьшее время ковки ;
— наименьшее число перенагрева ;
— повышенное и постоянное качество.

Расширение пользования вычислительной техники в ковочных цехах содействует :

— понижению расхода топлива ;
— повышению производительности технологических ковочных групп ;
— снижению числа рабочего персонала.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 6 рис., 3 табл., 5 лит.

ДК : 621.746.77

Бэлицату, М. : **Новые технологии теплой пластической деформации**

Работа представляет два новых технологических метода (запатентованных в Румынии и успешно применяемых в промышленном масштабе в рамках Машиностроительного Предприятия Решица) для изготовления ряда кованых деталей, входящих в состав двигателей дизельных локомотивов и электрогидрогенераторов. Эти методы, содержащие важные элементы научного и технического прогресса в области теплой пластической деформации, обеспечивают существенное совершенствование их качества помимо других выгод, связанных с понижением расхода энергии и топлива, и силы пластической деформации, снижением размеров пускового полуфабриката и числа фаз обработки нарезанием.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 3, 19 рис., 7 лит.

ДК : 621.73

Джорджеску, Г., Гоша, О. : **Технология и метод ковки нержавеющей стали 9 Mo NC 265**

Работа описывает результаты ряда исследований по освоению марки нержавеющей стали для изготовления ряда сплавов для пищевой промышленности. Исследования обеспечили определение технологий литья, ковки и термической обработки в промышленных условиях.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 6 рис., 3 лит.

ДК : 621.983

Флореа, Т. : **Бесшовное шаблонирование деталей**

Автор представляет ряд достижений Предприятия грузовиков — Брашов, в области бесшовного шаблонирования, новые технологии (бес шаблонирование и объемная экструзия) ведут к снижению расхода металла и энергии и значительным экономиям рабочей силы. Предполагают расширение этих технологий для других реперов с подобными качественными и экономическими эфектами.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 4 рис., 1 табл.

ДК : 621.73

Калеап, Н. : **Ковочный метод „на башне", на трехпостных прессах — AMP 30**

Работа описывает применение метода ковки „на башне", на трехпостных прессах, для изготовления педшипниковых кольцов. По сравнению с индивидуальной ковкой, новый метод отличается следующими выгодами :

— рост производительности труда (на 70%) ;
— снижение рабочей силы (30%) ;
— понижение расхода металла (15—25%), электроэнергии (250 кВТ/тонну кованых деталей) и SDV (около 60%).

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 4 рис.

ДК : 621—83 : 621.975

Морар, Р., Сомешан, К., Дэскэлеску, Л., Шарамет, К. К. : **Оптимальное проектирование ЭВМ, электроприводов для механических прессов с маховиком**

Оптимальное проектирование электропроводов является важным источником рационализации энергетических расходов прессов. Статья описывает два способа снижения расхода электроэнергии :

а) оптимальное определение размеров маховика и приводного двигателя ;

б) использование ряда методов адаптирования исрасходоввой электросилы к значению электроэнергии, необходимой для технологического процесса, различающегося от того, для которого реализовали определение размеров установки. Даются и альгорифмы проектирования на ЭВМ.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 7 рис., 1 табл., 6 лит.

ДК : 621.001.1

Шарамет, К. К., Молдован, В. : **Дизайн в проектировании машин пластической деформации**

Статья синтетически анализирует ряд принципов и критерий дизайна, специфических оборудованию пластической деформации и ориентирует читателей к новой области проектирования оборудования. Дя измерения эстетического качества оборудования необходим метод, обеспечивающий пропорцию объективности. Определенный авторами метод основывается на теории информаций.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 6 рис., 12 лит.

CZ : 621.642

Ornescu, D., Almăşianu, V.: **Calculul volumului instantaneu al fluidelor în rezervoarele cilindrice orizontale, cu funduri elipsoidale sau sferice**

Articolul descrie un program de calcul pentru rezervoarele cilindrice orizontale, din componenţa sistemelor hidraulice destinate pompelor hidraulice. Autorii pot pune la dispoziţia celor interesaţi algoritmurile de calcul în limbaj FORTRAN (Felix-256) şi TI-59.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 2 fig.

CZ : 621.974

Bălţatu, M.: **Consideraţii asupra soluţiilor de asamblare prin fretare a pistonului, cu tija ciocanelor de forjă**

Lucrarea examinează cîteva modalităţi de asamblare tijă-piston pentru ciocanele de matriţare, şi prezintă rezultatele obţinute printr-un sistem original, care se aplică — cu succes — în cadrul ICM — Reşiţa.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 6 fig., 2 tab., 8 ref. bibl.

CZ : 621.983

Gribovschi, D., Mureşan, E.: **Orientări privind asimilarea preselor mecanice de matriţare la cald**

În raport cu dezvoltarea generală a industriei construcţiilor de maşini din ţara noastră, studiile de prognoză preconizează o creştere substanţială a volumului de piese matriţate, care — în bună parte — se realizează pe maxiprese. Din analiza principalelor variante constructive şi funcţionale realizate pe plan, s-a trecut la asimilarea maxipreselor cu batiu monobloc şi cu mecanism culisă mobilă, pentru avantajele tehnice şi economice pe care le prezintă. Articolul trece în revistă aceste caracteristici.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 4, 6 fig., 1 tab.

DC : 621.642

Ornescu, D., Almăşianu, V.: **Computing the Fluid Instantaneous Volume within Horizontal Cylindrical Tanks with Ellipsoidal or Spherical Bottom.**

The paper describes a computing programme for horizontal cylindrical tanks included within the hydraulic systems of hydraulic pumps. The authors can supply those concerned with the computing algorithms in a FORTRAN (Felix-256) and TI-59 language.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 2 fig.

DC : 621.974

Bălţatu, M.: **Considerations upon the Shrunk Fit Assembling of the Piston with the Forging Hammer Rod**

The paper considers several rod-piston assembling manners of the forging hammers and presents the results obtained by an original system successfully applied within ICM Reşiţa.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 6 fig., 2 tables, 8 bibl. papers

---

DC : 621.983

Gribovschi, D., Mureşan, E.: **Directions Concerning the Taking Up of Hot Stamping Power Presses**

Against the general background of the mechanical engineering industry development in Romania, the prospective studies provide for an important growth in the volume of stamped components which are mainly manufactured by maxi-presses. The analysis of the main design and functional versions achieved according to the plan was followed by the taking up of the monoblock stand maxi-presses with mobile link mechanism, thanks to their technical and economic advantages. The paper makes a survey of the relevant characteristics.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 4, 6 fig., 1 table

CD : 621.983

Gribovschi, D., Mureşan, F.: **Orientations concernant l'assimilation des presses mécaniques de matriçage à chaud**

En concordance avec le développement général de l'industrie des constructions mécaniques de notre pays, les études prospectives préconisent un accroissement substantiel du volume de pièces matricées qui sont réalisées d'ailleurs, en grande partie, sur des maxipresses. L'analyse des principales variantes constructives et fonctionnelles, réalisées selon le plan, a conduit à l'assimilation des maxi-presses â bâti monobloc et mécanisme coulisse mobile, car elles offrent des avantages techniques et économiques. L'article passe en revue ces caractéristiques.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 4, 6 fig., 1 tabl.

DK : 621.001.1

Şaramet, C. C., Moldovan, V.: **Das Design in der Umformmaschinen**

Im Beitrag werden einige Design-Grundsätze und -Kriterien, die für die Umformmaschinen spezifisch sind, synthetisch angeführt. Zur Messung der Formschönheit einer Maschine ist eine Methode erforderlich, die ein ausreichendes Maß an Objektivismus sichert. Die von den Autoren festgelegte Methode beruht auf der Informationstheorie.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 6 Fig., 12 Lit.

DK : 621.642

Ornescu, D., Almăşianu, V.: **Die Berechnung des Sofortvolumens der Flüssigkeiten in den waagerechten zylindrischen Behältern mit ellipsenförmigen oder sphärischen Böden**

Im Beitrag wird ein Rechenprogramm beschrieben für die waagerechten zylindrischen Behälter aus den hydraulischen Systemen, die für die Hydraulikpumpen bestimmt sind. Die Autoren können Interessierten die Brechnungsalgorithmen in den Programmiersprachen FORTRAN (Felix-256) und TI-59 zur Verfügung stellen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 2 Fig.

DK : 621.974

Bălţatu, M.: **Einige Betrachtungen hinsichtlich der Lösungen zur Einschrumpferbindung zwischen Kolben und Holm der Hammerbären**

Im Beitrag werden einige Möglichkeiten zur Kolben-Holm — Einshrumpfverbindung bei Hammerbären untersucht und die Ergebnisse veröffentlicht, die durch ein Originalferfahren, das mit Erfolg im Maschinenbaubetrieb Reşiţa angewandt wird, erzielt wurden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 4, 6 Fig., 2 Tab., 8 Lit.

DK : 621.983

Gribovschi, D., Mureşan, F. : **Einige Ausrichtungen hinsichtlich der Uberleitung in die Produktion der mechanischen Pressen für das Warmgesenkschmieden**

Im Verhältnis zur allgemeinen Entwicklung des Maschinenbaus in Rumänien, sehen die Prognosestudien einen beaschtlichen Anstieg der durch Gesenkschmieden bearbeiteten Werkteile vor, die zum größten Teil auf Maxipressen hergestellt werden. Aufgrund der Analyse der wichtigsten Bau- und Betriebsvarianten, die plangemäß entwickelt wurden, ist man zur Uberleitung in die Produktion der Maxipresse mit Monoblock-Pressetisch und beweglicher Kulisse übergegangen, bedingt durch die technischen und wirtschaftlichen Vorteile. Im Beitrag werden die technischen Kenndaten angeführt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 3, 6 Fig., 1 Tab.

ДК : 621.642

Орнеску, Д., Алмэшиану, В. : **Расчет внезапного объема летучих в горизонтальных цилиндрических резервуарах с геликоидальными или сферическими днищами**

Статья описывает расчетную программу для горизонтальных цилиндрических резервуаров в составе гидросистем для гидравлических насосов. Авторы ставят в распоряжении интересующих расчетные альгорифмы на языке ФОРТРАН (феликс — 256) и TI—59.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 2 рис.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box. 136—137— telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3

ATTENTION !

Les lecteurs étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ДК : 621.974

Бэлцату, М. : **Соображения о решениях по сборке, насаживанию поршня, со стержнем ковочных молотов**

Работа рассматривает ряд способов сборки стержня — поршня для штамповочных молотов и представляет результаты, полученных путем оригинальной системы, которая успешно применяется на Машиностроительном Предприятии — Решица.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 6 рис., 2 табл., 8 лит.

ДК : 621.983

Грибовски, Д., Мурешан, Ф. : **Направления по освоению механических прессов теплой штамповки**

В зависимости от общей ориентировки машиностроения Румынии, изыскания по прогнозу направлены на существенный рост объема штампованных деталей, которые — в большой степени — реализуют на максипрессах. Из анализа главных конструктивных и функциональных вариантов плоского изготовления перешли к освоению максипрессов с моноблочной станиной и передвижным скользящим механизмом, из-за технических и экономических выгод. Статья анализирует эти характеристики.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 4, 6 рис., 1 табл.

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

A VI-a CONSFĂTUIRE NAȚIONALĂ DE DEFORMĂRI PLASTICE LA CALD

Conform programului secției sectoare calde a C.N.I.T., pe 19 și 20 octombrie 1982 a avut loc, la clubul Întreprinderii „23 August" din București, a VI-a consfătuire națională de deformări plastice la cald, organizată de Institutul de Cercetare Științifică, Inginerie Tehnologică și Proiectare pentru Sectoare Calde (I.C.S.I.T.P.S.C.), în colaborare cu Întreprinderea „23 August" și sprijinul C.N.S.T. și M.I.C.M.

Au participat circa 140 reprezentanți din uzine, institute și centre universitare din întreaga țară. Scopul consfătuirii a fost atît păstrarea unei continuități în organizarea acestei manifestări, cît și realizarea unui larg schimb de cunoștințe privind activitatea de cercetare și producție în domeniul deformărilor plastice.

În cadrul lucrărilor au fost prezentate 42 comunicări, care au scos în evidență preocupările și rezultatele obținute pînă în prezent în cercetarea tehnologică și de utilaje, dezvoltarea producției de piese forjate, nivelele tehnologice atinse, produsele noi asimilate, posibilitățile de utilizare optimă a capacităților existente, efectele valorificării superioare a metalului și îmbunătățirii calității producției pieselor forjate.

Lucrările s-au desfășurat în două secții: cercetări tehnologice (I) și utilaje — modernizări (II). Totodată, au avut loc și două mese rotunde pe tema mijloacelor de încălzire în forje și a criteriilor de modernizare a secțiilor, abordînd aspectele principale ale preocupărilor prioritare în acest domeniu.

Din comunicările privind **aspecte tehnologice și particularitățile fabricației pieselor grele pentru centrale nucleare electrice s-au relevat:**

— Cercetări privind bordurarea găurilor în tuburi cu pereți groși (prof. dr. ing. I. Drăgan, conf. dr. ing. Tr. Canta — I. P. Cluj și dr. ing. G. Miheț — I.M.G.B.);

— Fabricația țevilor groase cu diametre 300 ... 1000 mm (dr. ing. O. Giuran, ing. Veronica Popper — I.C.S.I.T.P.S.C. și ing. P. Petculescu — I. Vulcan — București);

— Extrudarea combinată la realizarea unor componente pentru C.N.E. — I. Drăgan, T. Canta și ing. L. Nistor — I. P. Cluj-Napoca.

Mecanizarea și robotizarea în secțiile de forjă *au constituit un subiect foarte dezbătut atît la masa rotundă cît și prin referatele:*

— Roboți industriali pentru operațiile de forjare liberă (Ing. C. Dinescu, ing. L. Lupușanschi și ing. V. Badea — I.C.S.I.T.P.S.C.);

— Soluții noi de acționare electrică pentru roboții de deservire din forje (dr. ing. A. Kelemen, dr. ing. R. Morar, dr. ing. M. Crivii — I. P. Cluj și ing. L. Dăscălescu — C.U.G. Cluj);

— Implementarea roboților industriali în forje de ing. I. Bădoi — I.C.S.I.T.P.S.C. și Nicoleta Păun — I. „23 August" — București.

Noile utilaje proiectate și executate în țară și soluțiile originale de construcție *au fost dezbătute în comunicările:*

— Prese hidraulice de forjare liberă în construcție modernă de ing. Vlad Costinescu, ing. D. Șchiopescu. ing. I. Bonea și D. Ionescu — I.CS.I.T.P.S.C.;

— Probleme actuale privind exploatarea, întreținerea și repararea preselor hidraulice de construcție modernă de ing. D. Florea, ing. D. Silly și ing. A. Dragomirescu — I. „23 August" — București);

— Orientări privind asimilarea unor prese mecanice de matrițare — ing. I. Mănescu și ing. D. Gribovschi I.C.S.I.T.P.S.C.-Cluj;

— Metodă de proiectare a batiurilor de prese în construcție sudată cu aplicare la presa mecanică cu genunchi — prof. dr. ing. V. Moldovan — I. P. Cluj și ing. C. C. Saramet — C.U.G. — Cluj;

— Proiectarea asistată de calculator a sistemelor de acționare electrică a preselor mecanice cu volant — R. Morar, dr. ing. C. Someșar, L. Dăscălescu, C. C. Saramet — C.U.G. Cluj-Napoca;

— Îmbunătățirea constructivă și funcțională a cuptoarelor cu vatră rotativă de dr. ing. Fr. Lammert și ing. V. Drig — I. V. Arad;

— Designul în proiectarea mașinilor de deformat plastic C. C. Saramet și V. Moldovan.

Tehnologii noi, rezolvate în institute și uzine, s-au semnalat în lucrările:

— Forjarea prin roluire și fibraj continuu a arborilor cotiți — ing. St. Bujoreanu, ing. B. Stîngă, ing. C. Licu și P. Fufezan — I. „23 August";

— Forjarea cu fibraj continuu a arborelui cotit pentru motoare diesel navale de ing. N. Antonescu, C. Gazdaru, I. Bonea — I.C.P.T.S.C., ing. C. Melnic și D. Țuțugan — I.M.G.B.;

— Noi tehnologii cu importante reduceri de consum de metal și energie de ing. M. Bălțatu — I.C.M. Reșița;

— Matrițarea orbitală de ing. Aurelia Georgescu și J. Diaconu — I.C.S.I.T.P.S.C.;

— Matrițarea de precizie. Rularea axelor — în trepte I.C.S.I.T.P.S.C.;

— Matrițarea fără bavură — T. Florea — I.A. Brașov;

— Matrițarea flanșelor cardanice — A. Crăciun — I. „23 August".

Alte comunicări s-au referit la :

Particularități ale deformării plastice a aliajelor de aluminiu de ing. P. Ratcu, ing. A. V. Popescu — I.C.S.I.T.P.S.C. și ing. M. Pucă — I. Avioane — Craiova ;

— Determinarea stării de solicitare a matrițelor prin metode cu element finit — ing. L. Pethö și ing. L. Nistor — I. P. Cluj-Napoca ;

— Forjarea țaglelor direct din blumuri de S.P. Dimitriu — IPROMET ;

— Recondiționarea pieselor prin forjare liberă — S. P. Dimitriu și ing. V. Bexa — C.S. Galați.

După dezbateri au fost vizitate secțiile de forjă ale I. „23 August".

Din discuții a rezultat interesul pentru generalizarea unor tehnologii eficiente, necesitatea îmbunătățirii condițiilor de muncă prin mecanizări și implementarea roboților industriali, integrarea la maximum a utilajelor proiectate cu componente românești, menținerea sistemei de mașini în permanență la curent cu acțiunile de modernizare ale secțiilor.

S-a insistat, de asemenea, asupra necesității adoptării soluțiilor simple în proiectarea utilajelor, în scopul asigurării unei întrețineri eficiente, a organizării unor demonstrații în institute și uzine și a îmbunătățirii sistemului informațional în domeniul specific. În ansamblu, conferința a fost caracterizată de caracterul variat al comunicărilor și dezbateri variate care au condus la o serie de propuneri, ce constituie lista de recomandări pentru I.C.S.I.T.P.S.C. și comisia de deformări plastice a C.N.I.T. în activitatea viitoare.

Ing. Armand Vasiliu

CZ : 621.771.4

Aplicarea extrudării combinate la realizarea unor componente pentru centralele nucleare electrice

Prof. dr. ing. **DRAGAN**, conf. dr. ing. T. **CANTA**, asist. ing. L. **NISTOR** — Institutul politehnic Cluj-Napoca

Dintre componentele centralei nucleare tip CANDU, care reprezintă o dificultate deosebită privind realizarea prin matrițare la cald, se remarcă reperul „magazie combustibil". Analizînd forma și dimensiunile piesei eboșate (fig. 1) rezultă că o posibilitate de realizare a ei este matrițarea în poziție verticală, prin extrudare combinată-directă (proeminența) și inversă (cavitatea) aplicate simultan.

Condiția de realizare simultană proeminenței piesei, prin extrudare directă și, respectiv, a cavității — prin extrudare inversă, este dată de cerința ca presiunea specifică pe poanson, la extrudarea directă p_{min}, să fie mai mică decît cea pentru extrudarea inversă p_i, [1] :

$$p_d < p_i \qquad (1)$$

Avînd în vedere mărimea piesei ca și cerințele de calitate, este necesară stabilirea forței de extrudare și alegerea unor variante care să permită matrițarea acesteia pe presa hidraulică de 120 MN existentă la I.M.G.B.

Pentru respectarea condiției (1) și încadrarea în forța disponibilă a presei, s-a calculat forța pentru **realizarea cavității** prin extrudare inversă (fig. 2) cu relația [2] :

$$F_{Ic} = \sigma_{de}\left\{1+\frac{1}{3}\mu\frac{d_c}{h}+4\mu\frac{D^2}{D^2-d_c^2}\cdot\right.$$

$$\left.\cdot\left[\frac{D\left(H_c+\frac{H'}{2}\right)}{d_c^2}+\frac{H_p}{d_c}\right]+\frac{D^2}{d_c^2}\ln\frac{D^2}{D^2-d_c^2}\right\}\cdot$$

$$\cdot\frac{\pi d_c^2}{4} \qquad (2)$$

unde :

F_{Ic} — este forța pentru extrudarea inversă a cavității piesei ;

σ_{de} — rezistența de calcul la deformare ;

μ — coeficientul de frecare la deformare ;

H' — înălțimea medie de calcul, $H' = H_c + \frac{h}{2}$;

H_p — lungimea zonei active a poansonului.

Valoarea rezistenței de calcul la deformare, pentru cazul dat, este :

$$\sigma_{de} = \sigma_d\left(\frac{\varepsilon_e}{\varepsilon}\right)^m \qquad (3)$$

în care :

σ_d — este rezistența la deformare stabilită experimental la viteza de deformare $\dot{\varepsilon}$, valoare stabilită prin răsucire la cald și care în intevalul 1150°—950°C este σ_d =6—14 daN/mm² — pentru oțelul AISI 403 ;

$\dot{\varepsilon}_e$ — viteza de deformare medie pentru extrudare, dată de relația [3] :

$$\dot{\varepsilon}_e = \frac{12v}{D} \ln \frac{D}{d}, \qquad (4)$$

unde :

v — este viteza traversei presei (v = 100 mm/s) ;

D — diametrul echivalent al secțiunii înainte de extrudare (D = 900 mm) ;

d — diametrul echivalent secțiunii extrudate, $\left(d = \sqrt{D^2 - d_c^2} = 670 \text{ mm}\right)$;

$\dot{\varepsilon}$ — viteza de deformare la încercarea de laborator ;

m — exponentul de sensibilitate la viteza de deformare (m = 0,2).

Înlocuind în relația (3), pentru intervalul temperaturii de extrudare va rezulta : σ_{de} = = 5,7 daN/mm² pentru t = 1150°C și σ_{de} = = 13,3 daN/mm² pentru t = 950°C.

Avînd în vedere că forța maximă se atinge la sfîrșitul matrițării piesei, cînd temperatura este minimă, se va considera în calcule rezistența de deformare la t = 950°C, deci σ_{de} = = 13,3 daN/mm².

Valoarea coeficientului de frecare la deformare μ are o puternică influență asupra mărimii forței de extrudare și depinde de calitatea lubrifiantului folosit, ca și de condițiile deformării.

În cazul dat, s-a stabilit experimental valoarea lui pentru trei situații :

a) fără lubrifiere ;

b) lubrifiere cu sticlă topită ;

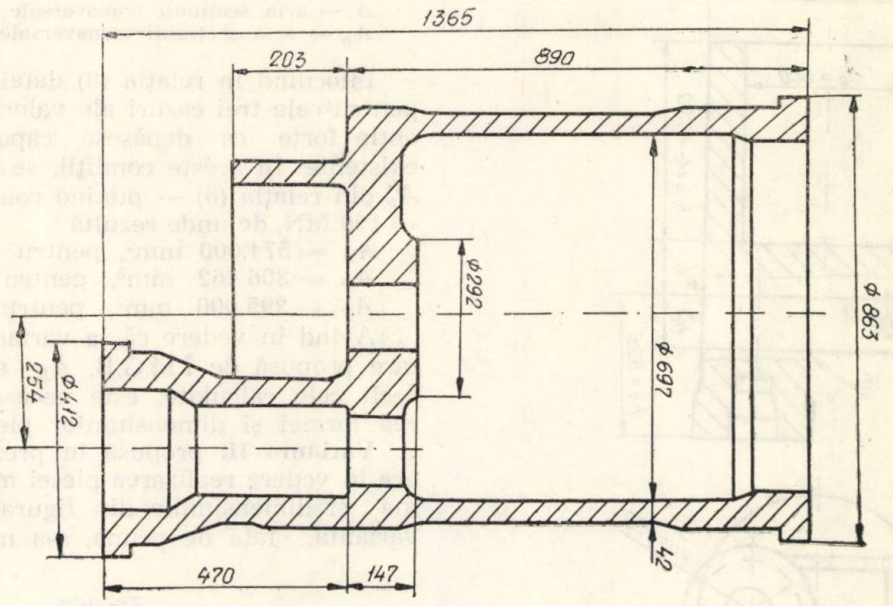


Fig. 1

c) lubrifiere cu emulsie de grafit lamelar în ulei siliconic.

Metoda folosită pentru stabilirea experimentală a coeficientului de frecare a fost cea a refulării probelor inelare, propusă de Male și Cockcroft [4], după care, coeficientul de frecare este dat de relația (vezi fig. 4) :

$$\mu = 0{,}055\, e^{\frac{\Delta d}{d_0} \cdot \frac{1}{m}} \qquad (5)$$

în care :

$\Delta d = d_0 - d$;

$m = e^{0{,}044 + 1{,}006\,\varepsilon}$;

$\varepsilon = \dfrac{\Delta h}{h_0} \times 100$ [%] ;

d_0 — este diametrul găurii probei înainte de refulare ;

d — diametrul găurii după refulare ;

Δh — gradul de deformare la refulare.

Din încercările experimentale, prin înlocuirea datelor în relația (5), au rezultat :

μ = 0,3 pentru cazul **a** ;

μ = 0,1 pentru cazul **b** ;

μ = 0,08, pentru cazul **c**.

Dacă se înlocuiesc, în relația (2), datele de mai sus și elementele geometrice conform figurii 2 (varianta I — propusă de I.M.G.B.-, rezultă :

F_{Ic} = 373 MN, pentru cazul **a** (μ = 0,3) ;

F_{Ic} = 182 MN, pentru cazul **b** (μ = 0,1 ;

F_{Ic} = 163 MN, pentru cazul **c** (μ = 0,08).

Avînd în vedere că forța calculată pentru varianta I de matrițare — depășește capacitatea presei, se va micșora diametrul poansonu-

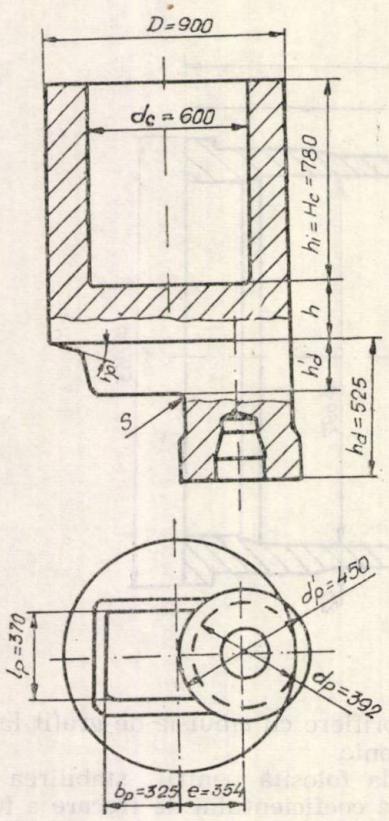


Fig. 2

lui la valorea d_c calculată din relația (2), în care se înlocuiește forța F_{Ic} cu valoarea nominală presei $F_{Ic} = 120$ MN.

Astfel că va rezulta :

$d_c = 340$ mm pentru $\mu = 0{,}3$ (cazul **a**) ;

$d_c = 486$ mm, pentru $\mu = 0{,}1$ (cazul **b**) ;

$d_c = 500$ mm, pentru $\mu = 0{,}08$ (cazul **c**).

Dacă extrudarea se termină la $t = 1000°C$, pentru care $\sigma_d = 12$ daN/mm² și deci $\sigma_{de} = 11{,}3$ daN/mm², rezultă :

$d_c = 368$ mm, pentru $\mu = 0{,}3$;

$d_c = 527$ mm, pentru $\mu = 0{,}1$;

$d_c = 550$ mm, pentru $\mu = 0{,}08$.

Realizarea proeminenței piesei prin extrudare directă, simultan cu extrudarea inversă a cavității, este condiționată de forța disponibilă a presei — aceasta determinînd gradul de reducere a secțiunii.

Forța necesară extrudării directe este dată de [2] :

$$F_{dp} = \sigma_{de}\left(a + b \cdot c \ln \frac{A_0}{A_p}\right) A_0 \qquad (6)$$

unde :

$$a = 4\mu\left(\frac{H}{D} + \frac{h'_d}{d}\right); \quad b = \frac{\mu}{\sin\alpha} + 1; \quad c = \frac{l}{\pi d};$$

H — este înălțimea semifabricatului inițial ;
l — perimetrul proeminenței ;
A_0 — aria secțiunii transversale a containerului ;
A_p — aria secțiunii transversale a proeminenței.

Înlocuind în relația (6) datele din figura 2, pentru cele trei cazuri ale valorilor lui μ — se obțin forțe ce depășesc capacitatea presei existente. În aceste condiții, se calculează aria A_p din relația (6) — punînd condiția ca $F_{dp} = 120$ MN, de unde rezultă :

$A_p = 574.000$ mm², pentru $\mu = 0{,}3$;

$A_p = 306.462$ mm², pentru $\mu = 0{,}1$;

$A_p = 295.000$ mm², pentru $\mu = 0{,}08$.

Avînd în vedere că la varianta I de matrițare propusă de I.M.G.B. A_p este mai mică decît cele calculate, este necesară reproiectarea formei și dimensiunilor piesei matrițate.

Varianta II, propusă în prezenta lucrare, are în vedere realizarea piesei matrițate la forma și dimensiunile din figura 3. La această variantă, față de prima, s-a mărit diametrul

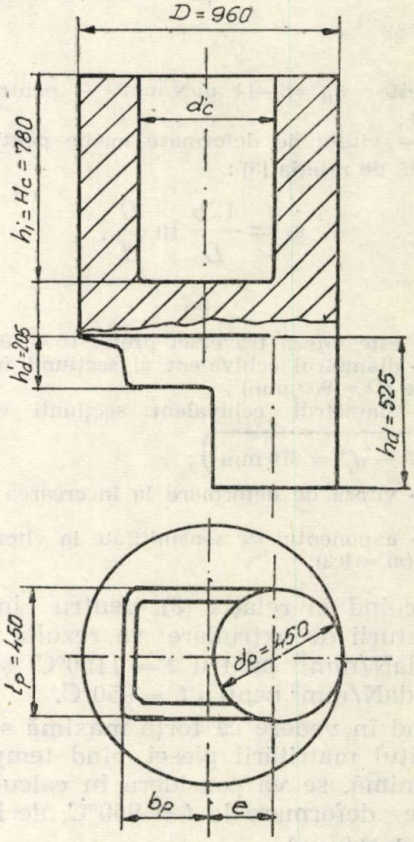


Fig. 3

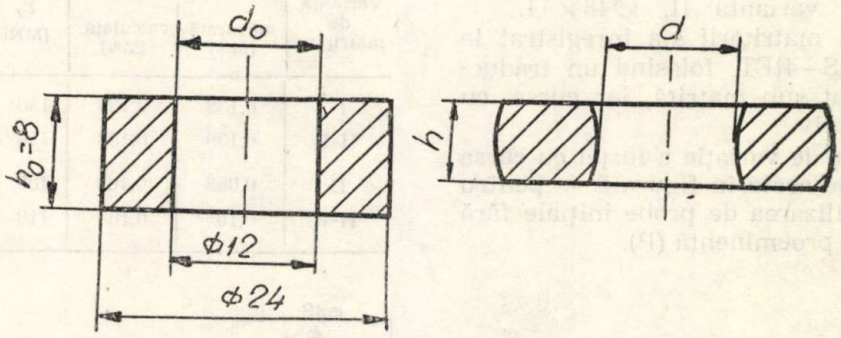
D la 960 mm, astfel că secțiunea circulară a proeminenței inferioare ∅ 450 este tangentă interior la conturul exterior circular de diametru D, lucru ce conduce la simplificarea matri-

ței. S-a mărit aria proeminenței de la $A_p = 290.000$ mm² la $A_p = 340.000$ mm² prin modificarea cotei b_p la 325 mm și s-a uniformizat proeminența cilindrică la $d_p = 450$ mm pe toată lungimea ei.

Cu aceste modificări, forțele de calcul pentru realizarea prin extrudare simultană a piesei în varianta II, sînt :

$F_{Ic} = 112{,}8$ MN, pentru $\mu = 0{,}1$,

$F_{IIp} = 110$ MN, pentru $\mu = 0{,}08$,



a Fig. 4 b

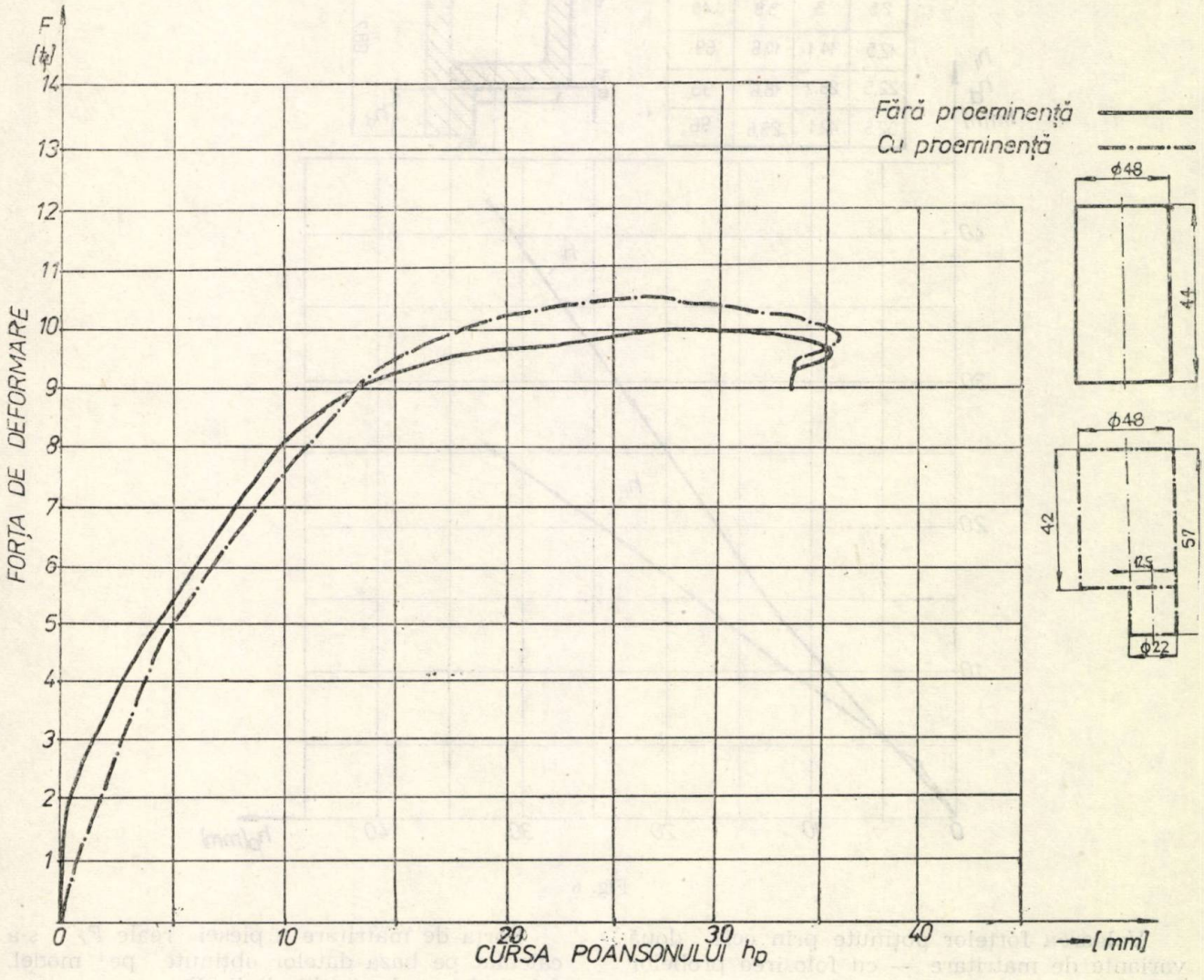


Fig. 5

Pentru realizarea cavității s-a redus diametrul poansonului de la $d_c = 600$ la $d_c = 500$ mm. lucru ce respectă cele două cerințe impuse inițial.

Verificarea experimentală a celor două variante s-a făcut pe modele executate la scara $K_l = 1 : 20$.

Pentru varianta I s-au folosit probe inițiale ∅45×44 din plumb, respectiv probe ∅45×42, prevăzute cu o proeminență excentrică ∅18× ×15, iar pentru varianta II, ∅48×44.

Forța necesară matrițării s-a înregistrat la un oscilograf 8 LS—RFT, folosind un traductor rezistiv montat sub matriță, iar cursa, cu un traductor inductiv.

Forma curbelor de variație a forței cu cursa poansonului H_p, se arată în figura 5 — pentru varianta II, cu utilizarea de probe inițiale fără proeminență și cu proeminență (P).

irea datelor modelului la scara K_l, $\sigma_d =$ $= 2{,}7$ daN/mm² și $\mu = 0{,}2$.

Tabelul 1

Varianta de matrițare	Forța pe model		F_r [MN]	Obs.
	măsurată [MN]	calculată [MN]		
I	0,132	0,138	150	suprapunere de material
II-P	0,139	0,138	158	
II	0,098	0,103	109	umplere bună
II-P	0,105	0,103	119	

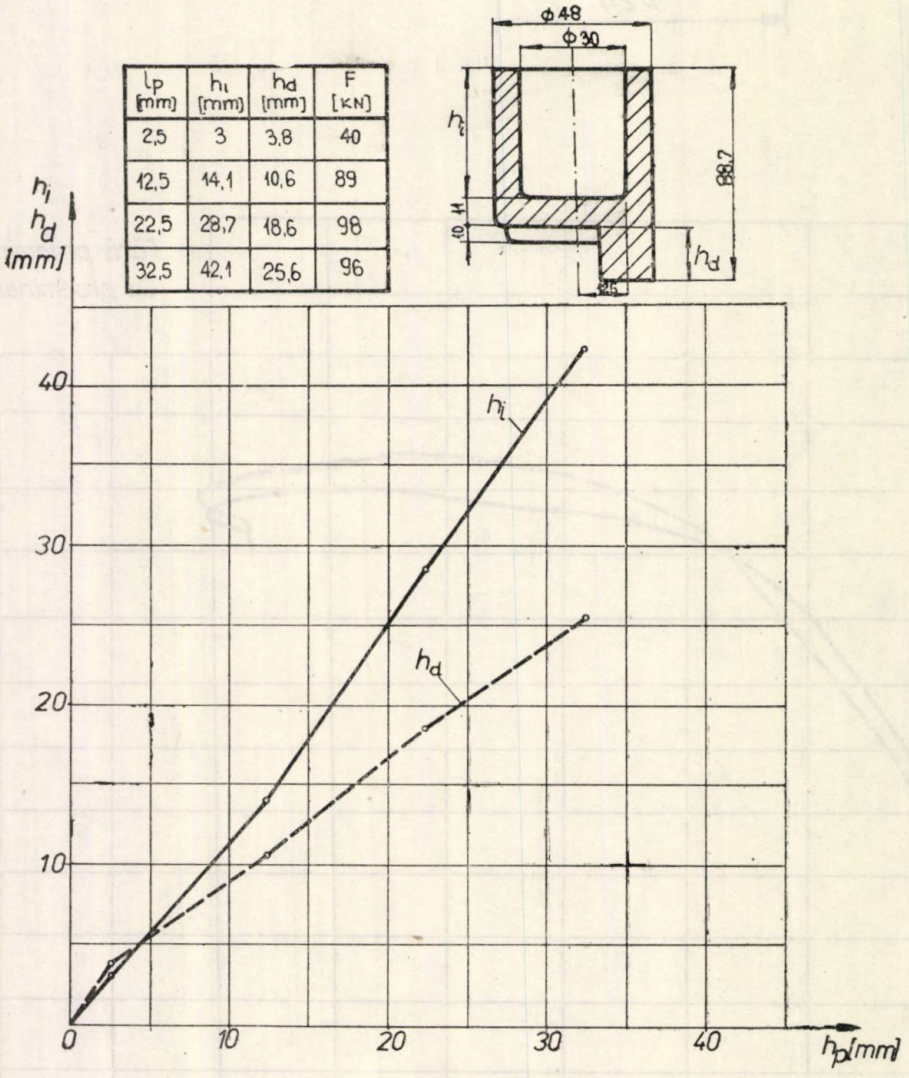


Fig. 6

Valoarea forțelor obținute prin cele două variante de matrițare — cu folosirea probelor cu și fără proeminență inițială, se dă în tabelul 1.

Forța calculată este dată pentru componenta maximă a forței F_{Ic} (relația 2), prin înlocu-

Forța de matrițare a piesei reale F_r s-a calculat pe baza datelor obținute pe model, folosind metoda similitudinii [2] :

$$F_r = \frac{F_m}{K_l^2 C_\sigma} \varphi, \qquad (7)$$

unde :

F_m — este forța măsurată pe model ;

K_l — scara lungimilor ;

C_T — scara rezistențelor de deformare :

$$C_\sigma = \frac{\sigma_m}{\sigma_{de}} = 0{,}2$$

φ — coeficient de corecție :

$$\varphi = [\sqrt[3]{K_l} + \mu(1 - \sqrt[3]{K_l})]^\mu = 0{,}6$$

Rezultă că valorile forțelor obținute din metoda similitudinii sînt apropiate de cele calculate anterior.

Pentru evidențierea modului de realizare simultană a celor două extrudări, la varianta propusă (II) s-a oprit deformarea în cîteva poziții ale procesului și s-au măsurat înălțimile extrudate invers (h_i) și direct (h_d).

Variația relativă a acestora cu cursa poansonului (h_p) se arată în figura 6.

Concluzii

1. Realizarea prin extrudare combinată a piesei analizate este posibilă pe presa de 120 MN numai în varianta II-a.

2. Coeficientul de frecare influențează puternic valoarea forței de extrudare, fiind necesară asigurarea lubrifierii în timpul matrițării.

3. Utilizarea unor semifabricate inițiale, prevăzute cu proeminențe preforjate — de lungime l_{ip} nu conduce la reducerea forței de matrițare, dar asigură o mai bună umplere a părții inferioare a proeminenței — cu condiția limitării lungimii inițiale $l_{ip} < h_d - h'_d$. În caz contrar, apar suprapuneri de material la matrițare în zona S.

4. — Dacă se constată necesitatea reducerii diametrului poansonului — pentru micșorarea forței de matrițare, este necesară mărirea corespunzătoare a ariei secțiunii proeminenței A_p — pentru respectarea condiției dată de relația (1).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Johnson, W., Mellor, P. B.* : Engineering Plasticity, V.N.R. London, 1973.

[2] *Drăgan, I.* : Tehnologia deformărilor plastice, E.D.P., București, 1976.

[3] *Kemppinen, A. I.* : Simularea caracteristicilor de deformare la cald a aliajelor Al—Mg prin încercarea de tracțiune cu viteză mare. În : Iron and Steel. Inst., Publ. 108, London, 1968.

[4] *Mole, A. T., Cockcroft, M. G.* : In : J. Inst. Metals, 93, 1964.

CZ : 621.73

Forjarea prin roluire a semifabricatelor destinate forjării cu fibraj continuu a arborilor cotiți

Ing. Ștefan **BUJOREANU**, ing. Barbu **STINGĂ**, ing. Petre **FUFEZAN** — Intr. „23 August" București

După cum este cunoscut, Intreprinderea „23 August" fabrică motoare diesel cu puteri între 350 și 1200 CP. Arborele cotit, ca piesă forjată, este comun pentru toată gama de motoare.

Pînă în anul 1971, forjarea acestui arbore se făcea pt presa hidraulică de 1200 tf., dintr-o bară forjată la ∅350 mm și strunjită la ∅330 mm. Prin presarea acesteia în matrițe deschise, se obținea o formă corespunzătoare a coturilor decalate la 120°, așa cum se poate vedea în schița din figura 1.

Consumul de metal, conform acestei tehnologii, era de 1547 kg rezultînd un arbore forjat în greutate de circa 1100 kg, pentru un arbore prelucrat în greutate de numai 200 kg.

Pe lîngă consumul exagerat de mare de metal calitate 34 Mo Cr Ni 15 ns, productivitatea era foarte mică, atît la forjare cît și la prelucrări mecanice, ținînd cont că se elimina prin șpan circa 900 kg metal.

Crescînd producția de motoare, s-a căutat o altă metodă de forjare care să reducă consumul de metal, să reducă adaosurile de prelucrare și să mărească productivitatea, atît la forjare cît și la prelucrare.

Astfel, începînd cu anul 1971, s-a introdus tehnologia de forjare cu fibraj continuu, procedeu care se aplică la Intreprinderea „Progresul" Brăila, la arborele motorului de 2400 CP pentru I.C.M. Reșița.

Forjarea se face pe presa hidraulică de 1500 tf, cu un dispozitiv cu plane înclinate, iar pentru încălzirea locală a semifabricatelor se utilizează cuptoare inelare cu flacără.

Procedeul acesta de forjare este cunoscut, a mai fost prezentat cu alte ocazii, deci nu acesta face obiectul temei de față.

Prin introducerea acestei tehnologii, consumul de metal a scăzut la 1100 kg, rezultînd un arbore forjat cu adaosuri minime de prelucrare, în greutate de 800 kg conform schiței din figura 2.

În ultima perioadă, prin repetate îmbunătățiri aduse tehnologiei și utilizării materialului ∅210×3050, oțel 34 Cr Ni Mo 6 – consumul

Aceste tehnologii de pregătire a semifabricatului s-au dovedit în ultimul timp necorespunzătoare deoarece :

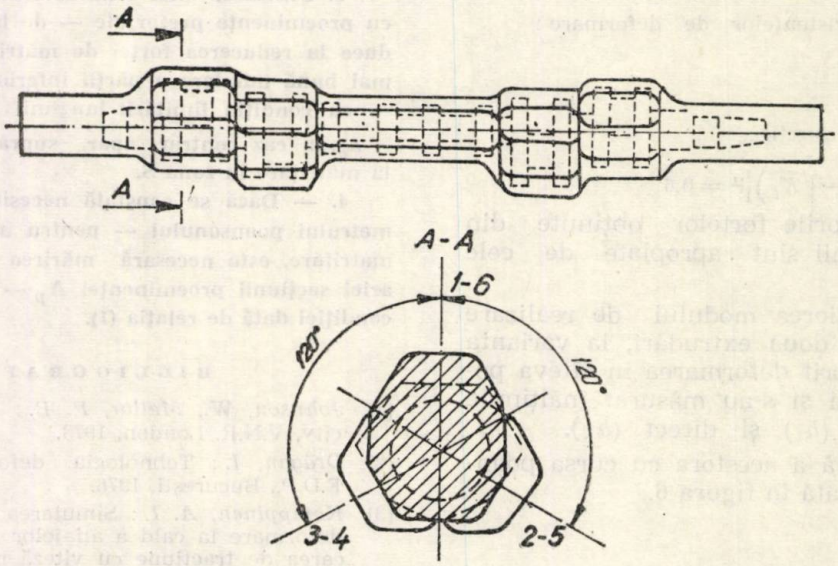


Fig. 1

de metal a scăzut de la 1100 kg, la 850 kg/buc., iar greutatea arborelui forjat a scăzut de la 800 kg, la 740 kg, prin reducerea adaosurilor de prelucrare.

— necesită un volum mare de manoperă pentru strunjire și ciclu lung de fabricație ;

— consum mare de material — se pierd prin șpan 100 kg metal/buc., ceea ce înseamnă anu-

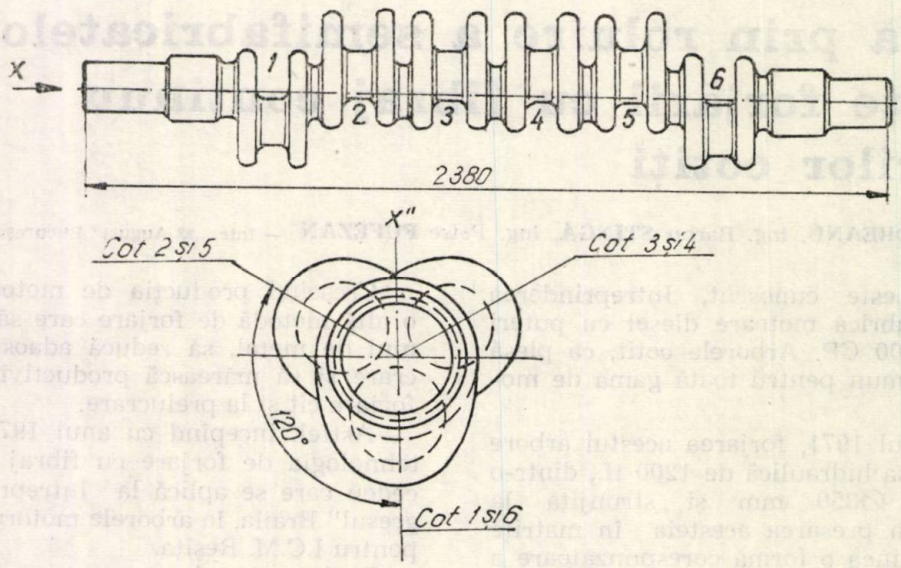


Fig. 2

Pentru forjarea cu fibraj continuu, era necesară prelucrarea prin strunjire a semifabricatului ∅210 × 3050, conform schiței din figura 3 adică : strunjirea capetelor la ∅165 mm, a fusurilor palier la ∅180 mm și a fusurilor maneton la ∅160 mm.

Porțiunile nestrunjite de ∅210×115 reprezintă volumul de material necesar obținerii brațelor maneton în timpul forjării.

al circa 200 tone, pentru programul actual de fabricație.

Luînd în considerație cele arătate, un colectiv de la Intreprinderea „23 August" a proiectat o nouă tehnologie, care răspunde cerințelor actuale de productivitate și economie de metal.

Această tehnologie a fost denumită „forjarea prin roluire" a semifabricatului și și-a găsit

aplicarea odată cu intrarea în funcțiune a presei hidraulice de 1600 tf, în noua hală a forjei de prese.

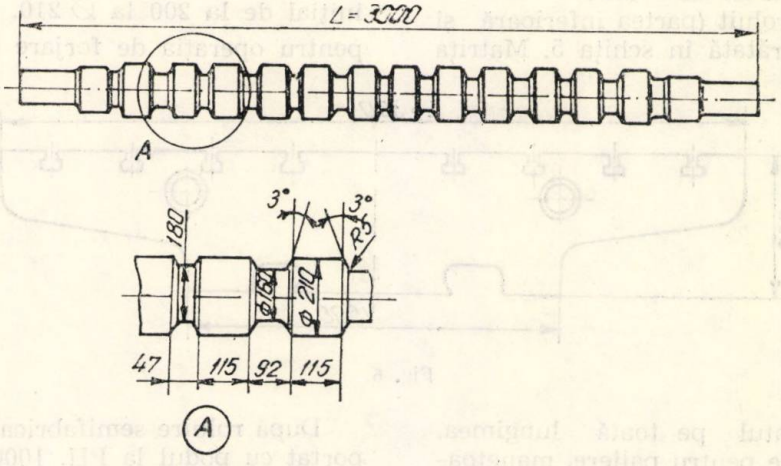
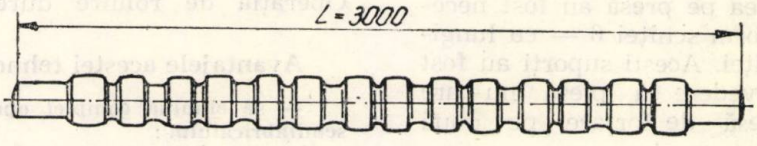


Fig. 3



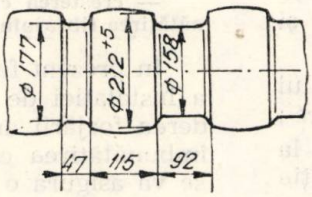
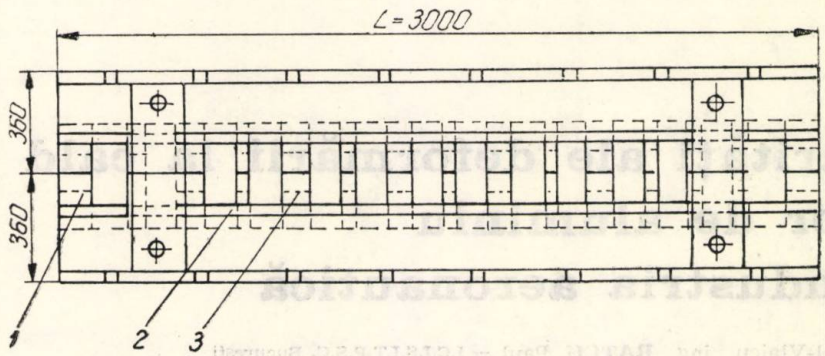


Fig. 4



1. Placă pentru capete
2. Placă pentru fus palier
3. Placă ptr. fus manetar

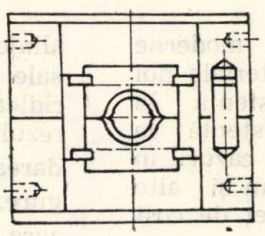


Fig. 5

Mergînd pe ideea eliminării complete a operațiilor de strunjire a semifabricatului, prin noua tehnologie s-a obținut un semifabricat în dimensiunile necesare conform schiței din figura 4.

Ca material de pornire se folosește bară laminată ∅ 200 × 3000 mm, cu un consum de

750 kg, rezultînd o economie de metal de 100 kg față de vechea tehnologie.

Pentru realizarea acestui semifabricat au fost necesare următoarele SDV-uri :

— o matriță de roluit (partea inferioară și partea superioară) arătată în schița 5. Matrița cuprinde semifabricatul pe toată lungimea, avînd plăci de forjare pentru paliere, manetoane și capete ;

— pentru montarea pe presă au fost necesari doi suporți, conform schiței 6 — cu lungimea egală cu a matriței. Acești suporți au fost necesari — avînd în vedere că piesa nu are masă lungă, fiind presă de forjare pe două coloane în diagonală.

Tehnologia de forjare cu această matriță este simplă și constă în următoarele faze :

— aducerea materialului cald de ∅ 200 × ×3000, de la cuptoarele cu vatră mobilă și așezarea lui în matrița inferioară ;

— presări ușoare cu rotirea semifabricatului cu manipulatorul la 90° după fiecare presare ;

— continuarea presării cu rotiri — pînă la închiderea completă a matrițelor, cînd operația este terminată.

În timpul presării, materialul dislocat de plăcile pentru fusurile palier și maneton curge în zonele dintre aceste plăci, mărind diametrul inițial de la 200 la ∅ 210, cît este necesar pentru operația de forjare cu fibraj continuu.

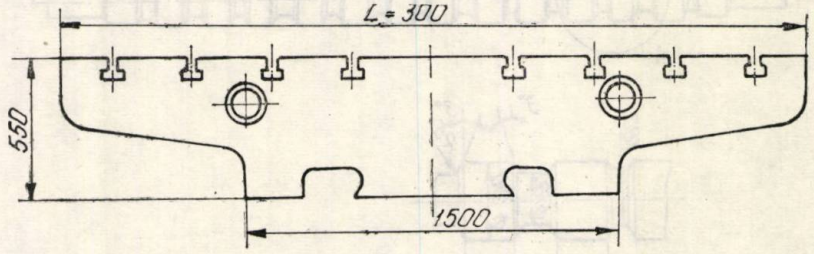


Fig. 6

După roluire semifabricatul cald este transportat cu podul la PH. 1000, unde se forjează capetele la ∅ 165 și se debitează la lungime. Operația de roluire durează 5 minute.

Avantajele acestei tehnologii noi

— se elimină complet operațiile de strunjire a semifabricatului ;

— se reduce consumul de metal cu 100 kg/buc ;

— crește productivitatea în comparație cu strunjirea, astfel încît necesarul lunar de circa 250 buc. semifabricate se realizează în 5 zile ;

— creșterea calității arborilor forjați prin îmbunătățirea fibrajului continuu.

În prezent fac probe de punere în funcțiune a instalației de încălzire prin inducție, în vederea forjării arborilor, ceea ce va conduce la îmbunătățirea calității arborilor prin aceea că se va asigura o încălzire corectă și uniformă a semifabricatelor.

CZ : 621.746.77

Particularități ale deformării la cald a aliajelor de aluminiu pentru industria aeronautică

Ing. **POPESCU** Aurel-Vlaicu, ing. **RATCU** Paul — I.C.I.S.I.T.P.S.C. București

Numeroase domenii ale tehnicii moderne reclamă, din ce în ce mai mult, materiale noi cu caracteristici speciale, ca : rezistență la temperaturi medii și ridicate, rezistență la solicitări dinamice etc. În numeroase cazuri, în afară de aceste cerințe, se mai impun și alte condiții : greutate specifică mică, preț de cost redus etc.

În domeniul aeronautic, (în plină dezvoltare), s-a extins rapid utilizarea, printre alte aliaje neferoase, a aluminiului și a aliajelor sale. Avînd în vedere prețurile de cost foarte ridicate ale acestora și dificultatea obținerii lor, rezultă marea importanță pe care o are abordarea tehnologiilor de fabricație care să asigure, printre altele, și indici superiori de utilizare. În acest complex, prelucrarea prin deformare plastică ocupă un rol determinant pentru fabricarea pieselor în industria aeronautică.

Aliaje de aluminiu utilizate în R.S.R., în industria aeronautică

Pentru piesele forjate liber și matrițate, din componența aparaturii de zbor care se construiește în țara noastră, se folosesc îndeosebi aliajele ; Ak4, Ak6, D1, D16 după GOST 4784—72 și aliajele 2014, 7017 după ASTM.

Ca semifabricate pentru deformarea plastică, se folosesc semifabricate turnate semicontinuu, sau extrudate.

Tehnologie

Parametri tehnologici. Unul din parametrii importanți în prelucrarea plastică la cald a aliajelor de aluminiu este viteza de deformare $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Stabilirea vitezei optime fiind determinată de alegerea utilajului (ciocan, presă mecanică, presă hidraulică etc.), influența vitezei de deformare se manifestă asupra elementelor : precizie de execuție, efectul termic al deformării, macro și microstructura etc.

Prescripțiile tehnologice privind vitezele de deformare se dau, în funcție de tipul aliajului (definit prin natura metalului de bază, genul transformărilor de fază, caracteristicile mecanice și proprietățile fizice).

Viteza de deformare reglează condițiile termice ale procesului, prin efectul termic al deformării. Se știe că aliajele de aluminiu sînt mult mai sensibile la viteza de deformare, decît oțelurile, ceea ce duce la necesitatea unor prescrieri atente a vitezei de deformare, deci, în alegerea utilajului de deformare.

Legat de aceasta, o mare importanță, în special la matrițare, o are alegerea corectă a temperaturii de încălzire a semifabricatelor. Variațiile temperaturii semifabricatului în intervalul temperaturilor de forjare modifică rezistența la deformare de circa 2,5 . . . 3 ori.

Dacă crește temperatura și ajunge în apropiere de linia solidus din diagrama de echilibru, plasticitatea scade brusc, ca urmare a creșterii grăunților și a topirilor locale la limitele dintre grăunți. Din calcule și date experimentale a reieșit că sporul de temperatură datorită deformării plastice este de 5 . . . 6 ori mai mare, în cazul aliajelor de aluminiu — decît pentru oțeluri. În cazul oțelurilor, diferența dintre limitele superioară și inferioară (de temperatură), care definesc intervalul de forjare, este de circa 400°C, iar efectul termic al deformării este de 3 . . . 28°C (1 . . . 7%) și nu influențează substanțial nici asupra limitei de curgere și nici asupra plasticității. În cazul aliajelor de aluminiu, intervalul de forjare (max. 120 . . . 140°C) influențează puternic atît rezistența la deformare, cît și plasticitatea aliajului; de aceea, temperatura cuptorului de încălzire se stabilește pentru fiecare tip de aliaj în parte, ținîndu-se seama atît de tipul aliajului, cît și de gradul maxim de deformare. Practic, trebuie respectată condiția următoare : $t_{min} < t_{cupt} < t_{max} - t_{et}$, în care :

t_{min} = limita maximă a intervalului de temperatură în care se face forjarea ;

t_{cupt} = temperatura cuptorului de încălzire ;

t_{max} = temperatura maximă a intervalului de temperatură în care se face forjarea ;

t_{et} = creșterea de temperatură ca urmare a efectului termic ce apare în timpul deformării.

Debitarea. Barele extrudate, care se folosesc pentru matrițare, trebuie curățate pentru îndepărtarea în întregime a defectelor de suprafață, iar, în cazul obținerii de piese care sînt supuse la solicitări deosebite în exploatare, se prelucrează mecanic la rugozități de 3,2 și chiar 1,6, incluzînd și operația de șanfrenare la capete pentru semifabricatele destinate extruziunii.

Barele forjate se folosesc pentru forjarea și matrițarea pieselor de dimensiuni mari. Pentu debitare, se impun exigențe sporite, în sensul obținerii de suprafețe de tăiere de înaltă calitate, fără deformări locale sau bavuri. În acest scop, se folosesc fierăstraie alternative, circulare, sau cu panglică.

Încălzirea. Se recomandă a se realiza în cuptoare electrice cu rezistență, tip cameră sau carusel, avînd elementele de încălzire ecranate și recirculația forțată a aerului.

Toleranța la temperatura de menținere trebuie să fie de maximum $\pm 10°$. În cazul cînd există ecranare și recirculație forțată, se pot produce supraîncălziri ale semifabricatelor, în special ale acelora din apropierea rezistențelor și în final rebutarea lor la forjare. Timpul de menținere a semifabricatelor în cuptor depinde de secțiunea lor și anume : semifabricatele pînă la 100 mm grosime (diametru) se mențin la palier 1—1,2 minute la 1 mm, iar pentru grosimi mai mari de 100 mm — 0,8—1,0 minute pe milimetru grosime (diametru).

Forjarea liberă. Schemele de forjare a semifabricatelor pot fi simple sau complexe, conform figurilor 1 și 2.

În cadrul fiecărei scheme trebuie să se cunoască gradul de refulare sau întindere. În domeniul aeronautic, pentru piesele intens solicitate, este necesar a se respecta (în special pentru piese de tipul cilindrilor și discurilor) păstrarea axei longitudinale a semifabricatului înainte de forjare liberă, cu axă de simetrie a piesei finite, iar pentru piese de alte tipuri să corespundă cu direcția de maximă solicitare. În cazul forjării la ciocane care dezvoltă o viteză mare de deformare, se recomandă ca la începutul procesului să se folosească lovituri ușoare cu grade de deformare pentru fiecare lovitură de 5—8%. În continuare, gradul de deformare se poate majora progresiv.

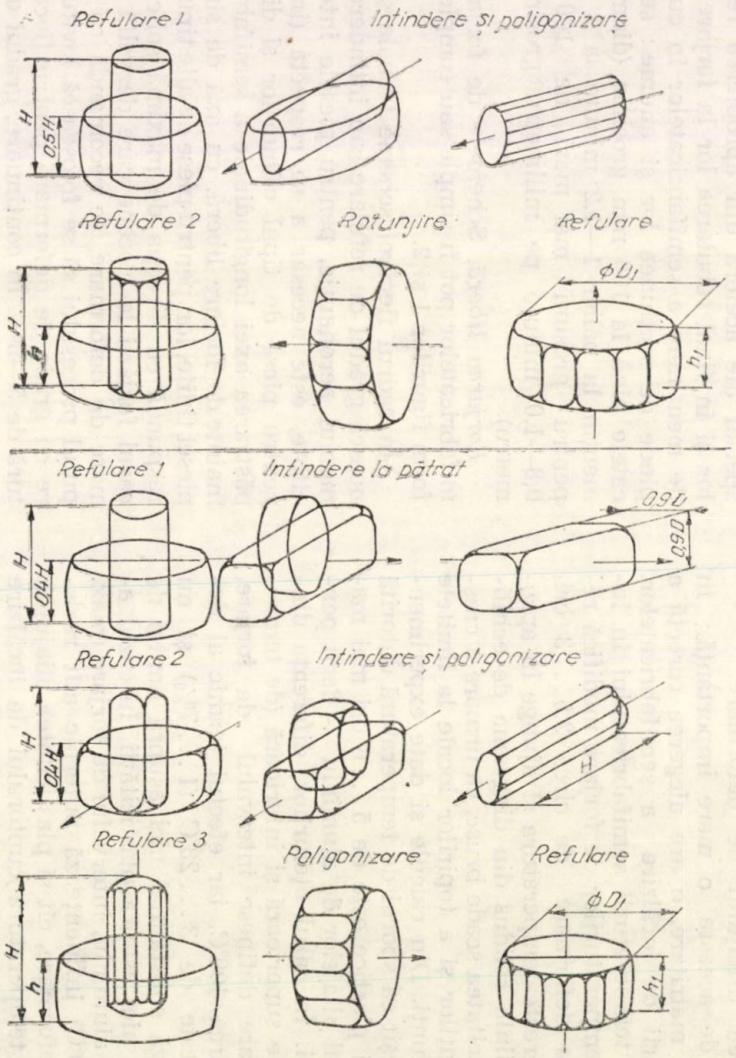

Refulare 1
Întindere și poligonizare
H
0,5H
Refulare 2
Rotunjire
Refulare
H
h
ϕD1
h1
Refulare 1
Întindere la pătrat
H
0,4H
0,9D
0,6D
Refulare 2
Întindere și poligonizare
H
0,4H
H
Refulare 3
Poligonizare
Refulare
H
h
ϕD1
h1

Fig. 1

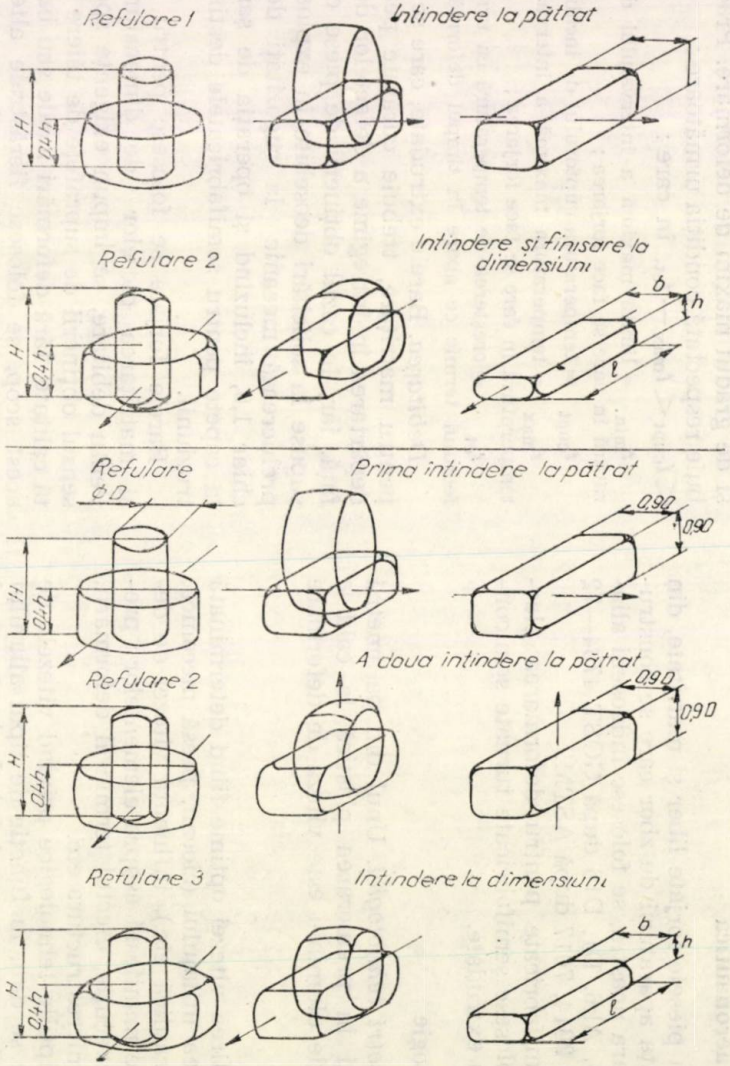

Refulare 1
Întindere la pătrat
H
0,4h
Refulare 2
Întindere și finisare la dimensiuni
H
0,4h
b
h
l
Refulare
ϕD
Prima întindere la pătrat
H
0,4h
0,9D
0,9D
Refulare 2
A doua întindere la pătrat
H
0,4h
0,9D
0,9D
Refulare 3
Întindere la dimensiuni
H
0,4h
b
h
l

Fig. 2

Prin forjare la prese, gradul de deformare practic nu se limitează. Nicovalele folosite trebuie să aibe marginile rotunjite şi să fie încălzite în jur de 300°C. În scopul evitării lipirilor în timpul forjării, nicovalele se acoperă periodic cu praf de talc. În scopul eliminării recristalizării, forjarea trebuie să se realizeze cu grade de deformare între 15—20% sau mai mari, la fiecare cursă a presei.

Matriţarea. Piesele matriţate din aliaje de aluminiu se clasifică în :

— matriţate eboş ;
— convenţional ;
— matriţate de precizie.

Piesele matriţate eboş se caracterizează prin înclinaţii mari de 5°...7°, raze de racordare mari şi nervuri groase. Se prelucrează mecanic toate suprafeţele. Matriţarea se execută pe ciocane.

Piesele matriţate convenţional au o configuraţie mai complicată, cu unele suprafeţe neprelucrabile mecanic şi nervurile mai subţiri. Pentru aceste piese este necesară o fază pregătitoare. Se recomandă matriţarea pe prese hidraulice.

Piesele matriţate de precizie se caracterizează prin nervuri subţiri, care nu se mai prelucrează, înclinaţii şi raze mici. Sînt necesare una, sau două faze pregătitoare. Se matriţează pe prese hidraulice. Realizarea acestor piese duce la costuri suplimentare, în ceea ce priveşte proiectarea şi execuţia sculelor de formare.

Realizări la I.C.S.I.T.P.S.C.

În cadrul preocupărilor laboratorului de deformări plastice din I.C.S.I.T.P.S.C., începînd din anul 1967 s-a trecut la proiectări tehnologie şi S.D.M., experimentări şi execuţie de piese matriţate din aliaje de aluminiu pentru

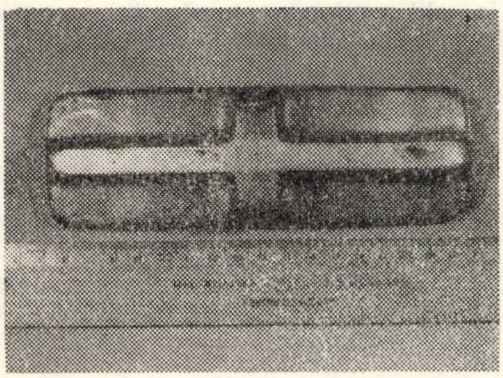


Fig. 3

trei întreprinderi : I.C.A. Braşov, I. Av. Bacău şi I. Av. Craiova. Pînă în prezent s-au omologat circa 80 de piese din producţia curentă a acestor întreprinderi. În cadrul programului de asimilare a acestor piese, s-a urmărit determinarea tuturor factorilor tehnologici în scopul definitivării unor tehnologii pentru e-

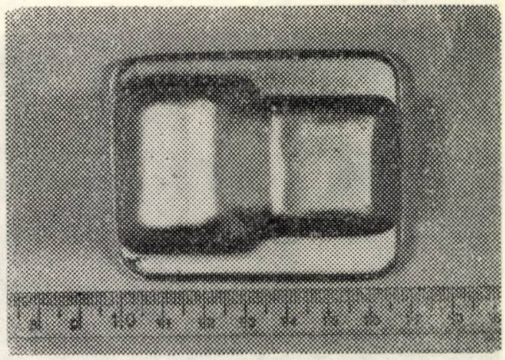


Fig. 4

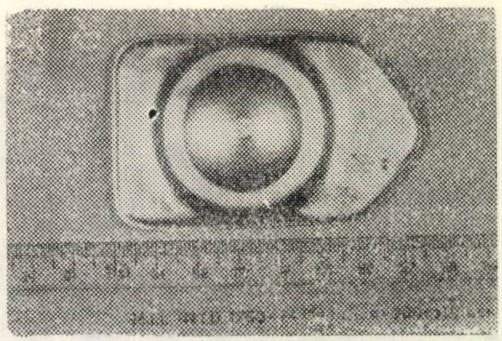


Fig. 5

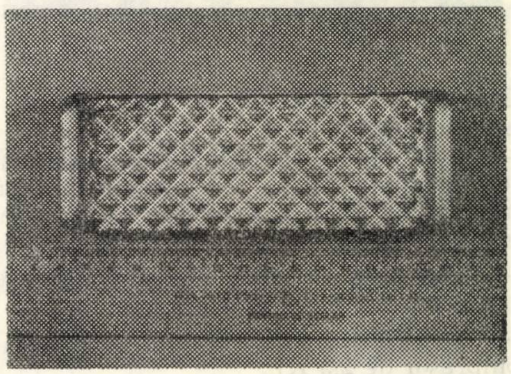


Fig. 6

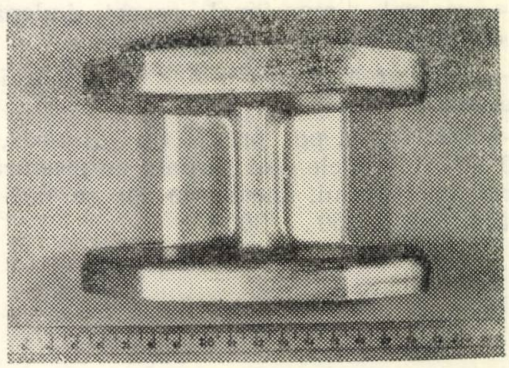


Fig. 7

xecuţia de astfel de piese, în cadrul condiţiilor din atelierul de microproducţie al institutului.

În figurile 3 ... 4 se prezintă cîteva piese caracteristice, care au fost omologate și executate în regim de serie mică.

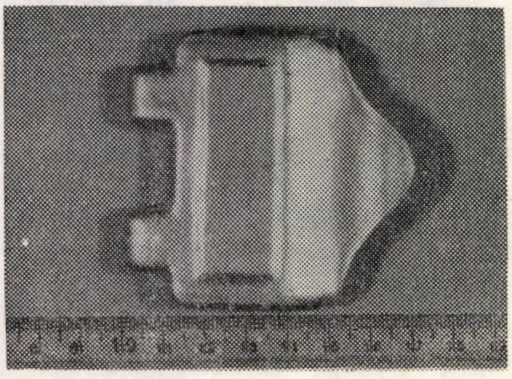


Fig. 8

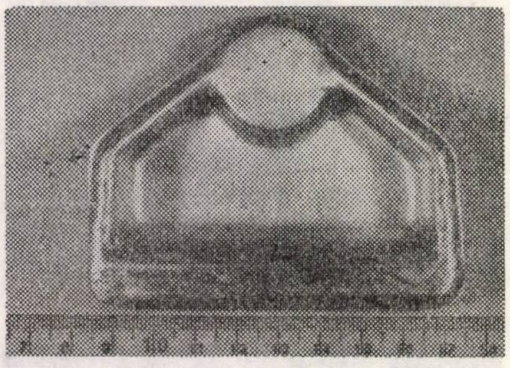


Fig. 9

Tehnologia definitivată în institut este schematic, următoarea :

— debitare a : semifabricatele rotunde, patrate, dreptunghiulare cu secțiuni pînă la 10.000 m^2, se debitează pe fierăstrău alternativ sau fierăstrău cu bandă verticală ;

— încălzirea se realizează în cuptor electric cameră, suprafața vetrei 0,4 m^2 ;

— preforjările s-au efectuat pe ciocan autocompresor de 2,5 Kj ;

— răcirea semifabricatelor în aer liniștit ;

— control dimensional, aspect, îndepărtarea eventualelor defecte superficiale ;

— încălzirea pentru matrițare finală, în același tip de cuptor ;

— matrițarea pe presă tip „Lasco", de 2500 KN. Matrițele sînt turnate cu gravură, în cadrul institutului. Încălzirea lor se face cu flacără pînă la 250 ... 300°C ;

— răcire în aer liniștit ;

— debavurare în stare rece la fierăstrău cu bandă verticală ;

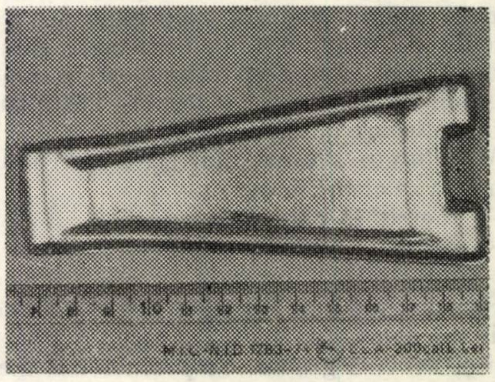


Fig. 10

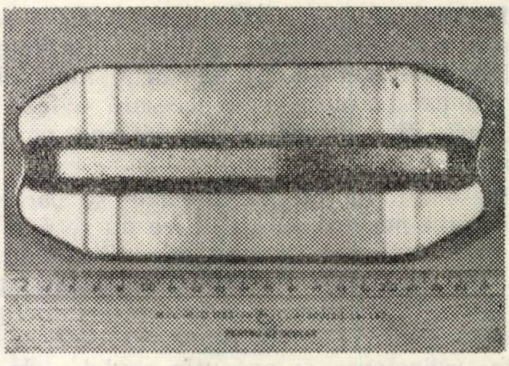


Fig. 11

— ajustarea bavurii și îndepărtarea defectelor exterioare prin mijloace mecanice ;

— tratament termic ;

— decapare ;

— control final, dimensional, aspectul suprafețelor.

În **concluzie,** preocupările de viitor ale institutului, în ceea ce privește deformarea plastică la cald a aliajelor de aluminiu, se înscriu pe linia dezvoltării matrițării de precizie fără înclinații, în scopul ridicării rezistenței și realizării economiei de aliaje.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x : Cercetări privind fabricarea de produse din aliaje de aluminiu necesare industriei aeronautice. Studiu ICSITPSC București, 1974, ing. Popescu Aurel Vlaicu și colectiv.

[2] x x x : Kovka i stampovka ţvetnîx mettalov. Spravocinik, Kol. avtorov. Ed. Mașinostroenie, 1971, Moscova, 1972.

CZ : 621.73

Optimizarea procesului de forjare

Ing. Sorin Petre **DIMITRIU** — IPROMET — București
Fiz. Gheorghe **VARZAN** — C.P. — M.I.M.

Situația actuală în sectorul pieselor obținute prin forjarea liberă, se caracterizează prin :

— creșterea costurilor de producție ;

— scăderea beneficiilor datorită, în principal :

— cheltuielilor mari, pentru energia consumată ;

— existenței unui personal numeros de deservire ;

— instalațiilor și modului de exploatare depășit ;

— rebuturilor și declasărilor frecvente etc.

Aceste aspecte negative pot fi parțial sau total înlăturate, prin ridicarea nivelului tehnologiei utilizate, ceea ce presupune :

— mărirea gradului de integrare la presă și manipulator ;

— comandă centralizată pentru toate dispozitivele neintegrate ;

— telecomandă pentru utilajele auxiliare ;

— viteză mare de trecere a semifabricatelor printre sculele de forjare ;

În aceste condiții se realizează :

— reducerea consumurilor energetice, în principal prin utilizarea maximă a caldului și reducerea numărului de reîncălziri ;

— mărirea productivității agregatului prin reducerea timpilor de staționare și prin utilizarea domeniului optim al cadenței de forjare ;

— mărirea productivității muncii prin reducerea personalului de lucru ;

— asigurarea unei calități îmbunătățite și constante a produselor forjate.

În cele ce urmează sînt prezentate date privind introducerea conducerii automate a procesului de deformare plastică, prin forjare liberă pe prese cu acționare oleohidraulică, integrate cu manipulatoare de forjare pe șine.

Grupul tehnologic de forjare are în componență utilajele principale din figura 1.

În figura 2 sînt prezentate principalele faze tehnologice ale forjării barelor cu secțiuni rotunde și patrate, pe prese de forjare liberă, cu acționare oleohidraulică.

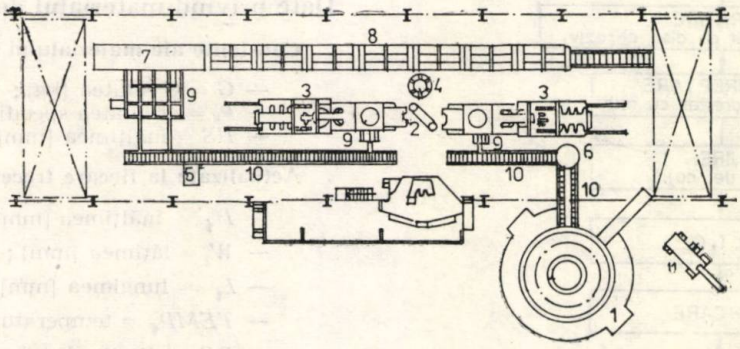


Fig. 1 Grup tehnologic de forjare.

1. cuptor de încălzire cu vatră rotativă ; 2. presă de forjare liberă oleohidraulică ; 3. manipulator de forjare pe șine ; 4. magazie nicovale ; 5. ferăstrău de debitat la cald ; 6. masă rotativă ; 7. cuptor colector ; 8. cuptor de recoacere cu role în vatră ; 9. dispozitiv de transfer ; 10. căi cu role ; 11. mașina de șarjare.

— corelarea timpului de transport a pieselor forjate pe flux, cu prescripțiile tehnologice și cu productivitatea utilajelor ;

— mecanizarea și automatizarea operației de înlocuire a sculelor.

Comanda automată a procesului de forjare implică toate aceste aspecte controlînd întregul proces, corelînd parametri, dînd comenzi coordonate în timp, analizînd execuția și efectuînd corecții pe fiecare operație în parte, asigurînd astfel o coordonare a operațiilor cerute de tehnologia de forjare, pe ansamblu.

În continuare produsele brut forjate sînt expediate la ajustaj și supuse operațiilor principale din figura 3.

Elemente pentru conducerea automată a procesului de forjare

Conducerea automată a procesului de forjare consemnează ca, primă etapă, automatizarea mișcărilor principale ale presei și, independent, ale manipulatoarelor. Aceasta a constituit prima etapă a proceselor de optimizare a tehnologiilor de forjare.

Conducerea automată în accepțiunea modernă cuprinde corelarea mișcărilor presei și ale manipulatorului, precum și coordonarea tu-

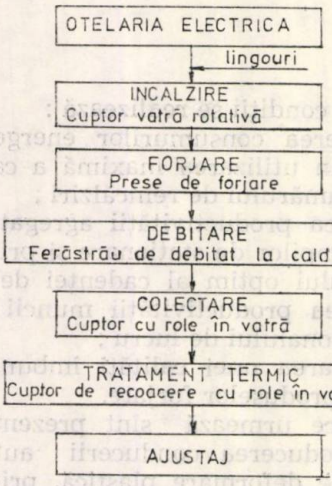


Fig. 2 Fluxul tehnologic de forjare.

turor activităților legate de utilajele ce compun linia tehnologică de forjare (de la depozitul de lingouri, la depozitul de produse finite).

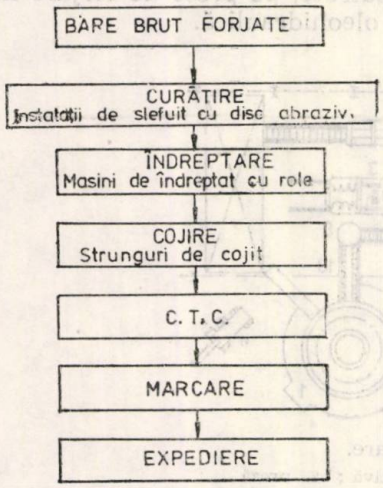


Fig. 3 Fluxul tehnologic din ajustaj

În același timp, prin optimizarea tehnologiei de forjare, se urmărește corelarea, urmărirea și actualizarea permanentă a tuturor parametrilor tehnologici, economici și funcționali, ce intervin.

Această activitate, presupune utilizarea unui volum mare de informații, calcule și decizii.

Din această cauză, conducerea tehnologiei de forjare, pe baza acestor elemente, nu poate fi efectuată de către operator.

În aceste condiții, numai utilizarea calculatoarelor în conducerea forjării asigură utilizarea volumului mare de date și luarea deciziilor optime.

În prezenta lucrare este analizată, sub aspectul conducerii automate cu calculatorul, numai forjarea propriu-zisă.

Sistemul de conducere automată pentru partea de deformare are următoarele sarcini :

— reglarea dimensiunii de forjare ;

— reglarea avansului piesei forjate ;

— reglarea unghiului de rotire și a vitezei de rotire a capului de prindere a manipulatorului ;

— viteza și succesiunea schimbării sculelor de forjare.

În procesul de optimizare intervin constantele din anexă, reprezentînd caracteristicile materialului de pornire (fig. 4).

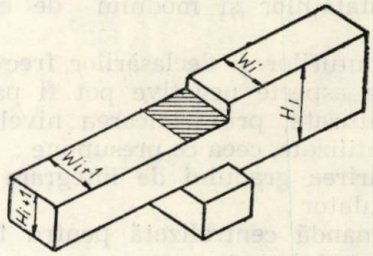


Fig. 4 Bară în curs de forjare
Simbolizări

Anexă

Date privind materialul de forjat :

Constante ale materialului :

— G = greutatea [kg] ;
— R_0 = greutatea specifică [kg/dm^3] ;
— HS = înălțimea [mm].

Actualizate la fiecare trecere i :

— H_i = înălțimea [mm] ;
— W_i = lățimea [mm] ;
— L_i = lungimea [mm] ;
— $TEMP_i$ = temperatura [°C] ;
— RC_i = limita de curgere la $TEMP_i$ [kg/mm^2].

Date privind presarea :

Constante tehnice caracteristice utilajului :

— F_{MAX} = forța maximă de presare [tf] ;
— N_{MAX} = cadența maximă a presei [n. lovituri/min] ;
— S_{MAX} = lungimea maximă a cursei presei [mm] ;
— V_{MAX} = viteza maximă de coborîre a presei [m/sec] ;

Actualizate la fiecare trecere i :

— F_i = forța de presare [tf] ;
— S_i = cursa traversă [mm] ;
— DH_i = adîncimea de pătrundere [HS—H] [mm] ;
— C_i = coroiaj [HS/H] ;

— T_i = timpul între două presări succesive [sec];
— NP_i = cadența presei [nr. lovituri/min] ;
— VP_i = viteza de presare [m/sec]..

Date privind manipularea materialului :

Constante tehnice caracteristice utilajului :

— L_{MAX} = cursa maximă de avans a manipulatorului [mm] ;
— VA_{MAX} = viteza maximă de avans a manipulatorului [mm/sec] ;
— VR_{MAX} = viteza maximă de rotire a manipulatorului [grade/sec].

Actualizate la fiecare trecere i :

— B_i = avansul manipulatorului între doi pași succesivi [mm] ;
— NR_i = numărul de pași ;
— TA_i = timpul între doi pași succesivi [sec] ;
— VA_i = viteza de avans între doi pași succesivi [mm/sec] ;
— $ALFA_i$ = unghiul de rotire între două treceri succesive [grade] ;
— TR_i = timpul de rotire între două treceri succesive [sec] ;
— VR_i = viteza de rotire între două treceri succesive [grade/sec] ;
— TS_i = timp de asigurare a presării fără rotirea manipulatorului [sec].

— P_k = poziția sculei k pe masă ;

Actualizate la fiecare trecere i :

— P_{ik} = poziția sculei k pe trecerea i.

În condițiile conducerii automate, operatorul de la pupitrul de comandă (fig. 5) comandă numai începerea forjării semifabricatului, urmînd ca toate operațiile pînă la realizarea produsului finit să fie conduse numai cu calculatorul (fig. 6).

Operatorul mai poate interveni fie în caz de avarie, la utilajele tehnologice, fie în cazul conducerii manuale.

Conducerea manuală se poate efectua fie pe baza recomandărilor date de calculator, care afișează pe un terminal datele actualizate, în caz că sistemul de conducere automată nu poate trimite comenzile sale la sistemele de acționare, fie pe baza unor planuri de trecere pregătite anterior, fie pe baza experienței operatorului, dacă întregul sistem de conducere automată nu funcționează.

Exemplele prezentate în tabelele 1 și 2 indică duratele de forjare realizate pe o presă de 2000 Mp integrată cu două manipulatoare de forjare, în condițiile utilizării comenzii manuale și, comparativ, în condițiile utilizării

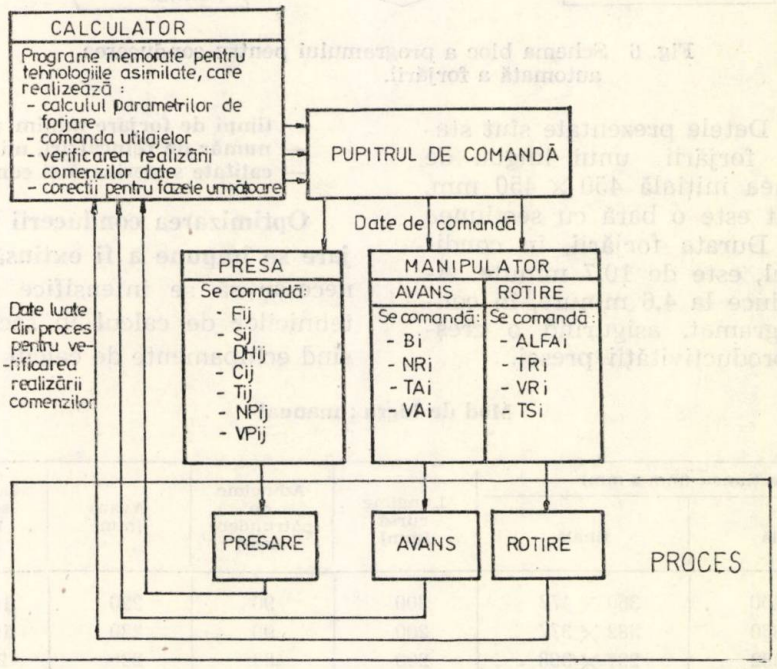


Fig. 5 Schema sistemului de conducere automată a procesului de forjare.

Date privind sculele :

Constante

— VM = viteza de deplasare a mesei sculelor [mm/sec] ;

comenzii cu calculator. În ambele cazuri se realizează aceeași reducere a secțiunii, dar avansul este maxim, în condițiile preselor care lucrează programat.

În condițiile lucrului programat se realizează o reducere a duratei de forjare în medie cu 30—60%, funcție de dimensiuni și ca-

Utilizarea modelelor matematice de optimizare în conducerea proceselor de forjare determină următoarele îmbunătățiri tehnologice :

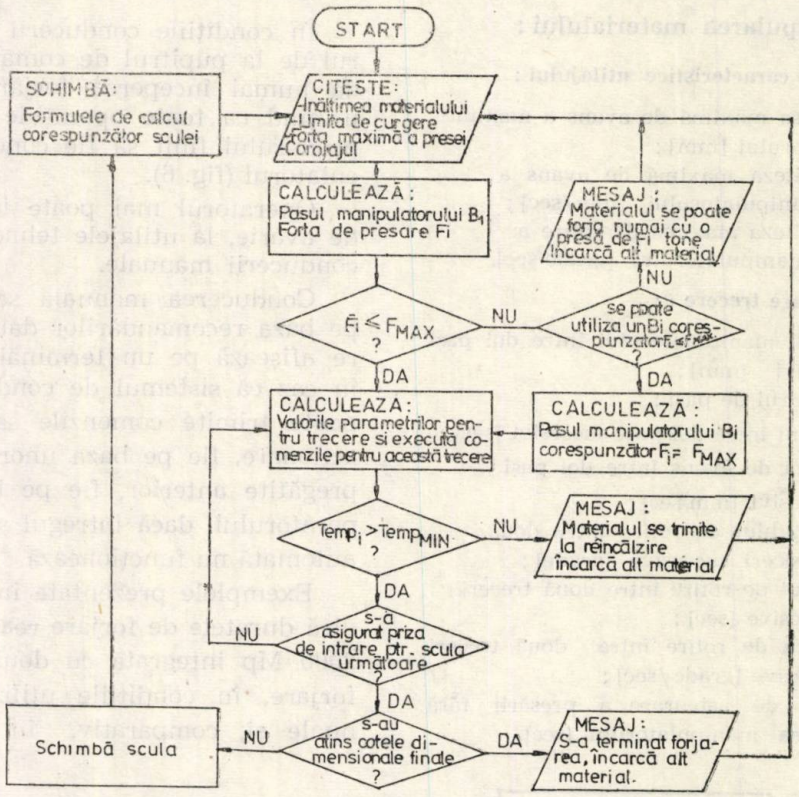


Fig. 6 Schema bloc a programului pentru conducerea automată a forjării.

litatea materialului. Datele prezentate sînt stabilite în condițiile forjării unui lingou de 2,0 tone, cu secțiunea inițială 450 × 450 mm. Produsul brut forjat este o bară cu secțiunea de 250 × 250 mm. Durata forjării, în condițiile lucrului manual, este de 10,7 minute. Această durată se reduce la 4,6 minute, în condițiile lucrului programat, asigurînd o creștere importantă a productivității presei.

— timpi de forjare minimi ;
— număr de reîncălziri, minim,
— calitate superioară și constantă.

Optimizarea conducerii tehnologiilor de forjare se impune a fi extinsă. În acest sens este necesar să se intensifice cercetarea utilizării tehnicilor de calcul în secțiile de forjă, folosind echipamente de calcul românești.

Mod de lucru : manual

Tabelul 1

Nr. de treceri	Secțiunea (mm x mm)		Lungime cursă [mm]	Adîncime de pătrundere [mm]	Avans [mm]	Lungime semifabricat [mm]	Timp de forjare [min]
	inițială	finală					
1	450 × 450	360 × 472	200	90	220	1670	0,4
2	472 × 360	382 × 377	200	90	220	1980	0,9
3	377 × 382	297 × 398	200	80	220	2400	1,4
4	398 × 297	318 × 310	200	80	220	2860	2,0
5	319 × 318	250 × 335	150	60	220	3500	2,6
6	335 × 250	265 × 264	150	70	220	4050	3,5
7	264 × 265	254 × 267	25	10	50	4160	5,2
8	267 × 254	257 × 256	25	10	50	4280	7,0
9	256 × 257	248 × 258	25	8	50	4420	8,8
10	258 × 248	250 × 250	25	8	50	4500	10,7

Mod de lucru : programat

Tabelul 2

Nr. de treceri	Secțiunea (mm x mm) inițială	Secțiunea (mm x mm) finală	Lungime cursă [mm]	Adîncime de pătrundere [mm]	Avans [mm]	Lungime semifabricat [mm]	Timp de forjare [min]
1	450 × 450	360 × 472	150	90	220	1670	0,3
2	472 × 360	382 × 377	150	90	220	1980	0,7
3	377 × 382	297 × 398	150	80	220	2400	1,1
4	398 × 297	318 × 310	150	80	220	2860	1,6
5	310 × 318	240 × 335	150	70	220	3500	2,1
6	335 × 240	265 × 254	150	70	220	4200	2,8
7	254 × 265	248 × 266	50	7	120	4300	3,7
8	247 × 266	250 × 250	50	16	120	4500	4,6

Aceasta ar contribui la :

— reducerea consumului de combustibil ;
— creșterea productivității grupurilor tehnologice de forjare ;
— reducerea personalului de deservire.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dimitriu, S. P., Varzan, Gh.* : „Reglarea automată a parametrilor tehnologici în procesul de forjare". Conferința „Tehnologii și utilaje noi pentru prelucrări la cald", Brașov, 12—13 februarie, 1982.

[2] *Pahnke, J. H.* : Das Forgemaster Programmier-System.

[3] *Fischer R.* : Eine neuzeitliche Schmiedeanlage Industrie-Anzeiger, nr. 3/1980.

[4] *Biswas, A.* : Optimitren von Schmiedeanlagen Industrie-Anzeiger, nr. 98/1976.

[5] *Dimitriu, S.* : Utilizarea calculatorului de proces în tehnologia forjării. Sesiunea de comunicări tehnice IPROMET, București, 25—27 mai, 1981.

CZ : 621.746.77

Noi tehnologii de deformare plastică la cald

Ing. Mihai **BALȚATU** — I.C.M. Reșița

Introducerea rapidă a progresului științific și tehnic în economia și viața socială a României are azi un rol hotărîtor pentru dezvoltarea multilaterală a națiunii, în condițiile creșterii necontenite a independenței noastre tehnologice, ale reducerii și înlocuirii importului de tehnologie, de utilaje și materiale, ale sporirii exportului în aceste sectoare, precum și ale afirmării puternice a creativității științifice și tehnice proprii.

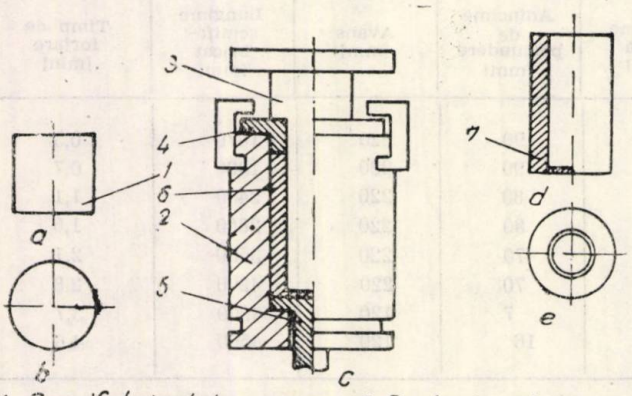
În domeniul deformării plastice la cald, în ultimii ani s-au înregistrat progrese importante, în sensul dezvoltării unor procedee care să permită reducerea pierderilor tehnologice, diminuarea și eliminarea debuturilor, utilizarea cît mai completă a metalului și regăsirea lui într-o proporție cît mai mare în produsul finit.

Printre aceste progrese a fost remarcată și contribuția cercetării științifice și ingineriei tehnologice în domeniul forjării pieselor, parte din acestea realizîndu-se prin procedee tehnologice care asigură, pe lîngă avantajele legate de reducerea forței de presare, a consumului de energie, a dimensunilor semifabricatului de pornire și a numărului fazelor de prelucrare prin așchiere, și îmbunătățirea substanțială a calității acestor piese.

Lucrarea de față prezintă două dintre tehnologiile noi brevetate în R.S.R. și aplicate cu succes la I.C.M. Reșița, pentru fabricarea unor piese inelare și plăci de strîngere ce intră în componența motoarelor, locomotivelor diesel și respectiv hidrogeneratoarelor.

Pentru forjarea pieselor inelare pe ciocane sau prese, procedeele clasice (din care le-am ales pe cele cu modificarea diametrului interior) realizează creșterea diametrelor piesei inelare, prin deformarea semifabricatului refulat și găurit în prealabil, între nicovala superioară și un dorn (sau un dorn și o bucșă intermediară) cu secțiunea dreaptă a suprafeței active circulare, rezolvînd insuficient problemele legate de reducerea neuniformității deformației, de creșterea gradului real de deformare și, în consecință, a caracteristicilor mecanice, mărirea preciziei dimensionale și a calității suprafețelor.

În continuare se prezintă, cu ajutorul figurilor 1 ... 7, un procedeu de forjare a pieselor



1- Semifabricat de pornire, 2-Scula de extrudare; 3- Poanson; 4 - Saiba de ghidare; 5 - Extractor; Semifabricat extrudat; 7- Semifabricat inelar

Fig. 1

inelare pe dorn cu suprafețe active eliptice, iar momentul atingerii de către piesă a diametrului prescris este semnalizat optic.

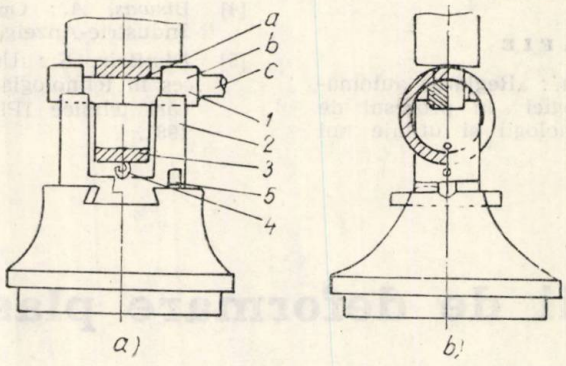
În figura 1 se prezintă realizarea semifabricatului sub formă de pahar (d—e), prin extrudarea inversă a semifabricatului cilindric de pornire (a—b,) cu ajutorul ansamblului matriței **C**, montată pe o presă hidraulică.

Procedeul de forjare a pieselor inelare este prezentat în figura 2, a care reprezintă o vedere în plan vertical, frontal, a ansamblului sculelor de forjare pe dorn cu suprafața eliptică și figura 2, b care reprezintă o vedere și secțiune parțială după planul I—I prin ansamblul prezentat în figura 2 a, semifabricatul de pornire fiind obținut prin debitare pe strung din paharul obținut prin extrudare inversă.

Dornul **1** are secțiunea dreaptă a suprafeței active **a** în formă de elipsă fapt care conduce la frînarea curgerii materialului în timpul deformării plastice, rezultînd o solicitare de compresiune în zona mediană a piesei inelare care se obține cu suprafață interioară netedă), are, de asemenea, umeri **b** de limitare a cursei nicovalei superioare în cazul unor lovituri mai puternice întîmplătoare și de asemenea, braț **c** pentru acționare.

Instalația de semnalizare optică a momentului atingerii diametrului prescris, prezentată în figurile 3, a și 3 b, este formată dintr-un dispozitiv reglabil cu o rolă de contact **4**, fixată printr-un ax **6**, pe o furcă **7** care glisează într-un capac reglabil **8** comprimînd un arc elicoidal **9**, într-un corp **10**, fixat în suportul **2**, prin intermediul unei izolații electrice **11**, cu un inel **12** și legat printr-un cablu de o baterie electrică **13** și o lampă de semnalizare **5**, iar închiderea circuitului electric se realizează prin piesa inelară **3**, dornul **1** și suportul **2**.

Pentru analiza comparativă a gradului real de deformare în cazul forjării clasice pe dorn



1 - Dorn, 2 - Suport, 3 - Piesa inelară, 4 - Rola de contact, 5 - Lampa de semnalizare

Fig. 2

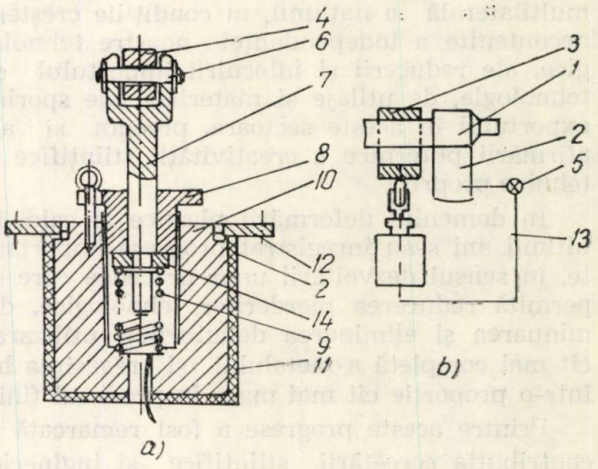


Fig. 3

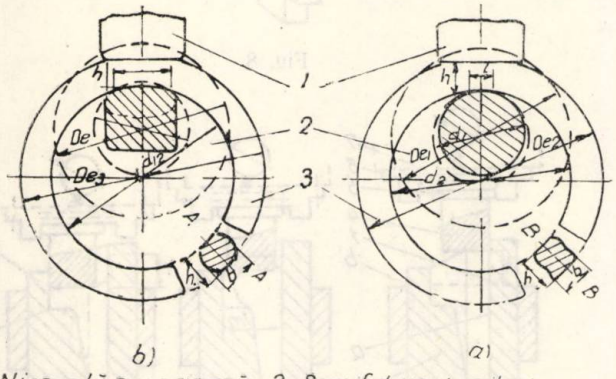
cu secțiune circulară și în cazul forjării pe dorn cu suprafață activă eliptică, se prezintă figurile 4, a și 4, b în care notația este următoarea :

d_{i1} = diametrul interior al semifabricatului inelar inițial ;

D_{e1} = diametrul exterior al semifabricatului inelar inițial ;

d_{i2} = diametrul interior al piesei inelare forjate pe dorn ;

D_{e2} = diametrul exterior al piesei inelare forjate pe dorn ;



1 Nicovală superioară 2 Semifabricat inițial. 3 Piesă inelară

Fig. 4

l = lungimea de prindere în cazul dornului circular ;

l_e = lungimea de prindere în cazul dornului eliptic ;

b = lățimea materialului.

h = înălțimea materialului ;

Plecînd de la același semifabricat inelar (D_{e1}, d_{i1}, b) și forjîndu-l pe dorn în cele două varinte, pînă la dimensiunile prescrise (D_{e2}, d_{i2}, b) s-a putut constata că raportul l_e/b este mai mare decît l/b și nume : $l_e/b = (2 \sim 6)$, l/b, în funcție de mărimea și raportul semiaselor elipsei folosite și mărimea diametrului interior al inelului d_{i1}.

Se poate trage o primă concluzie, că forjarea pieselor inelare pe dorn cu suprafața activă eliptică creează o stare de eforturi unitare, favorabilă creșterii gradului de deformare

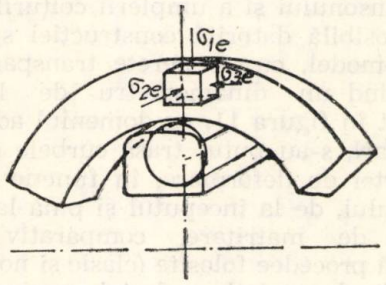


Fig. 5

real, prin frînarea alungirii (reducerea intensității de întindere) ; diferența dintre eforturile unitare normale principale $\sigma_1 - \sigma_3 = \Delta\sigma$ se micșorează.

Dacă notăm cu σ_{1e}, σ_{2e} și σ_{3e} eforturile unitare normale principale în cazul forjării pe dorn cu suprafață activă eliptică (fig. 5), iar cu σ_1, σ_2 și σ_3 eforturile pentru forjare pe circular, se pot scrie relațiile

$$\begin{aligned} \sigma_1 - \sigma_3 &= \Delta\sigma \\ \sigma_{1e} - \sigma_{3e} &= \Delta\sigma_e \end{aligned} \qquad (1)$$

Întrucît $l_e > 1$ atunci și $\Delta\sigma > \Delta\sigma_e$

$$\sigma_1 - \sigma_3 > \sigma_{1e} - \sigma_{3e} \qquad (2)$$

dacă aplicăm lovituri sau presări de aceeași intensitate

$$\sigma_1 = \sigma_{1e} \qquad (3)$$

iar

$$\boxed{\sigma_{3e} > \sigma_3} \qquad (4)$$

În consecință sînt create condiții favorabile sudării sau diminuării defectelor interne din material și creșterea corespunzătoare a caracteristicilor mecanice.

În toate cazurile, coroiajul a rămas constant.

Similar întinderii unei piese sub formă de bară dreptunghiulară între nicovale plane, forjarea pe dorn cu suprafață activă eliptică a pieselor inelare, față de forjarea pe dorn circular, micșorează raportul dintre înălțimea materialului h și lungimea de prindere. Astfel :

$$h/l_e = \frac{1}{(2 \sim 6)} \cdot \frac{4}{l}, \qquad (5)$$

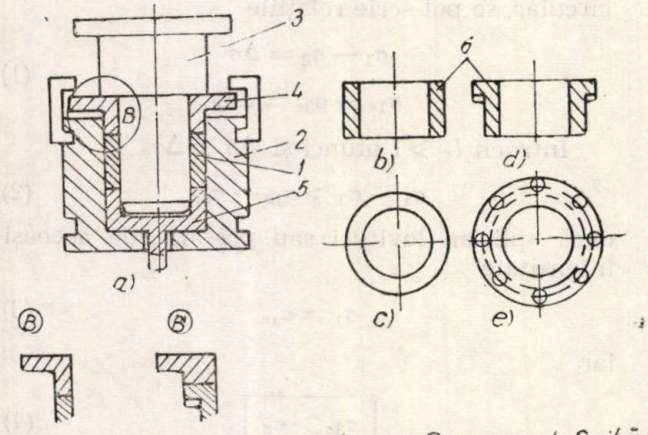
ceea ce face ca să situeze deformarea maximă în partea mediană a piesei, care este supusă la o solicitare de compresiune (fig. 4 b secțiunea A—A).

Din contră, pentru anumite mărimi ale înlățimii h, în cazul forjării pe dorn circular, se observă două zone de deformare maximă, iar în zona mediană deformarea este mai redusă, fiind supusă la solicitări de întindere defavorabile (fig. 4 a, secțiunea B—B).

Semifabricatul inelar astfel obținut, cu o curgere a materialului longitudinală la extrudare și transversală la forjarea pe dorn și avînd suprafața interioară netedă, se matrițează cu ansamblul sculelor prezentate în figura 6 a, realizînd o piesă inelară simplă (b—c), sau sub formă de flanșă cu bosaje (d—e), cu caracteristici mecanice longitudinale și transversale superioare, cu un consum redus de metal și energie.

A doua tehnologie pe care o prezentăm constituie o tentativă de a elimina o parte din dificultățile ce apar legate de reducerea mărimii forței și a energiei de deformare plastică, pentru încadrarea în limitele de forță ale utila-

jelor din dotare, știut fiind că multe piese rămîn liber forjate cu consecințe reflectate negativ în aspectul economic al produsului.



1 - Semifabricat, 2 - Matriță, 3 - Poanson, 4 - Saibă; 5 - Extractor, 6 - Piesa finală

Fig. 6

O asemenea soluție s-a obținut în urma unor cercetări efectuate pe piese sub formă de jumătate T („Г"), confecționate mai întîi din

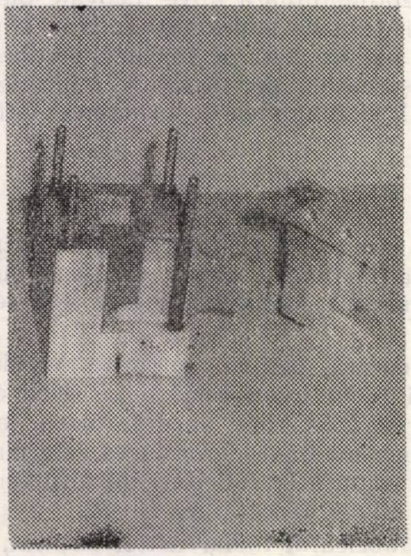


Fig. 7

plastilină și deformate cu o garnitură de matriță-model (fig. 7) și apoi din oțel la scară industrială.

Procedeul de matrițare folosit și prezentat în figurile 8, 9 și 10 a constat dintr-o refulare a unui semifabricat **1** decupat din tablă, care introdus în matrița **2** așezată pe o masă fixă **3** este refulat cu ajutorul unui poanson **4**, care fiind fixat de sania **5** alunecă în portsania **6**, forța de apăsare fiind transmisă prin intermediul dinamometrului **7**. În timpul refulării semifabricatului, acesta antrenează poansonul într-o mișcare în direcția curgerii materialului, de la suprafața **a** la suprafața **b**, făcînd posibilă umplerea colțurilor **c** și **d** ale piesei, prin

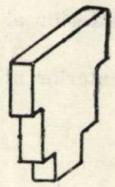


Fig. 8

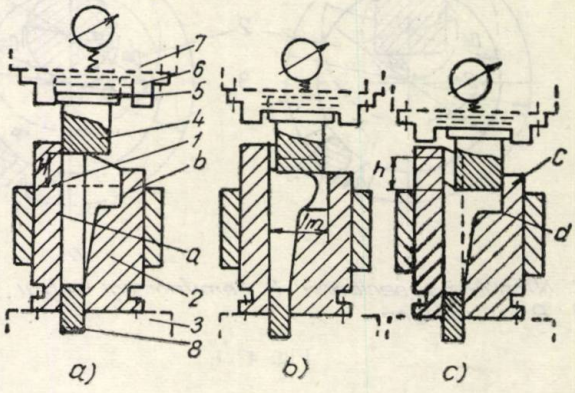


Fig. 9

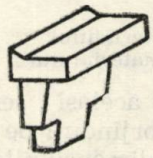


Fig. 10

aplicarea unei forțe de presare mai mică decît în cazul matrițării clasice.

S-au folosit diferite lățimi l_p ale poansonului în raport cu lățimea locașului matriței l_m și anume: $l_p = (0{,}85—0{,}95)\ l_m$, spre deosebire de matrițarea clasică pentru care $l_p \cong l_m$.

Observarea curgerii materialului, a deplasării poansonului și a umplerii colțurilor piesei a fost posibilă datorită construcției speciale a matriței-model, cu un perete transparent.

Folosind un dinamometru de laborator, prezentat în figura 11, cu domeniul admis pînă la 100 daN, s-au putut trasa curbele de variație a forței de deformare, în funcție de cursa poansonului, de la începutul și pînă la sfîrșitul operației de matrițare, comparativ pentru cele două procedee folosite (clasic și nou, fig. 11) și curbele de variație a forței maxime de deformare, în funcție de numărul de încercări efectuate (fig. 13).

Din figura 12 rezultă că pentru realizarea aceleiași piese, procedeul nou de matrițare reclamă o forță mai mică și în consecință un consum de energie mai mic pe tot parcursul

matriţării, datorită diminuării forţelor de frecare şi în special a celei dintre poanson şi semifabricat.

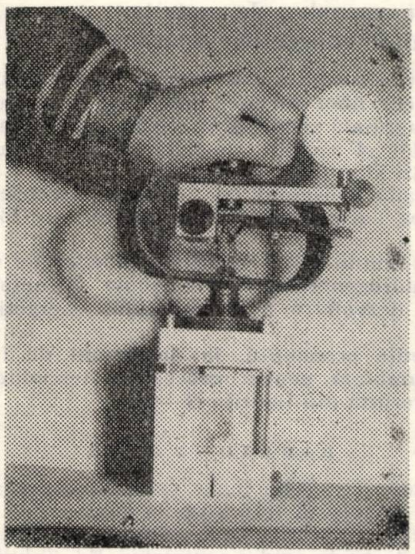


Fig. 11

Din figura 13 rezultă că forţa maximă de deformare reclamată de procedeul nou este,

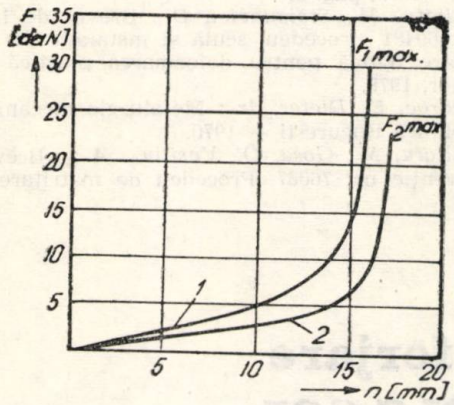


Fig. 12

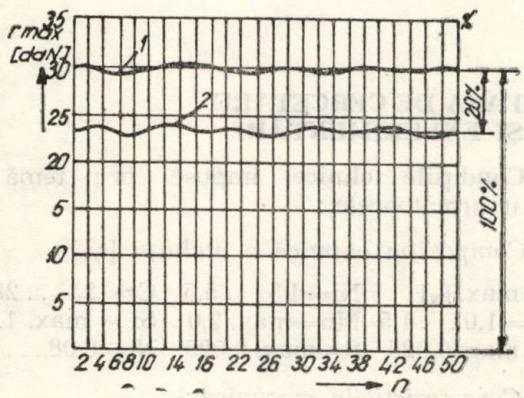


Fig. 13

pentru toate încercările, mai mică cu circa 20%, faţă de procedeul clasic, sau pentru cazurile cercetate, cu 8—22%, în funcţie de raportul l_p/l_m ceea ce face posibilă extinderea matriţării la piesele de acest tip cu dimensiuni mai mari.

Dacă analizăm lucrul mecanic total necesar pentru a aduce semifabricatul de bază la forma de jumătate „T" („Г"), vom constata că are trei componente şi anume : [3]

$$L_t = L_d + L_{ex} + L_f, \tag{6}$$

în care :

L_d = lucrul mecanic de deformare necesar pentru o reducere omogenă a volumului ;

L_{ex} = lucrul mecanic excedentar datorită deformării interne ;

L_f = lucrul mecanic necesar învingerii forţelor de frecare.

Randamentul procesului de prelucrare prin deformare poate fi prezentat prin raportul dintre lucrul mecanic de deformare şi lucrul mecanic total.

Randamentul :

$$\eta = \frac{L_d}{L_t} \tag{7}$$

Cu toate progresele înregistrate în lubrifierea suprafeţelor de contact ale sculelor cu materialul deformat, lucrul mecanic necesar învingerii forţelor de frecare deţine o pondere apreciabilă în mărimea lucrului mecanic total.

Procedeul nou de matriţare operează direct asupra mărimii forţelor de frecare micşorându-le considerabil comparativ cu procedeele clasice, ceea ce determină o scădere importantă a rezistenţei la deformare, a lucrului mecanic total şi, în consecinţă a energiei consumate pentru efectuarea acestui lucru mecanic, precum şi o creştere corespunzătoare a randamentului.

Acest procedeu nou s-a aplicat la scară industrială pentru realizarea plăcilor de strîn-

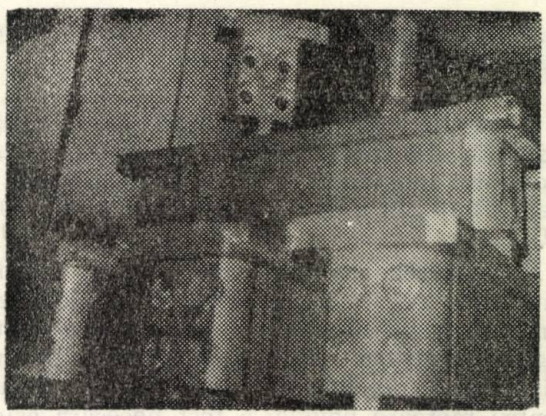


Fig. 14

gere pol-rotor, folosite în construcţia hidrogeneratoarele electrice, piese care au rolul de a

asigura presarea și asamblarea polului, servind și ca element activ, de transmitere a fluxului magnetic de excitație, de la rotor la stator.

Fig. 15

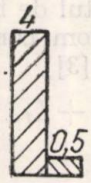


Fig. 16

Fig. 17

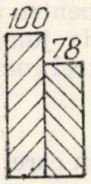


Fig. 18

Fig. 19

În figura 14 se prezintă o stivă de poli-rotor asamblați (se observă poziția plăcilor de strîngere la capetele polilor), produse ce se pot regăsi montate în hidrogeneratoarele de la Rîmnicu Vîlcea, Govora, Dăiești și Călimănești.

Acest procedeu de matrițare are o întreită însemnătate energetică și anume :

1. Creînd condițiile trecerii la matrițarea plăcilor de strîngere liber forjate, procedeul nou contribuie la o substanțială reducere a consumurilor specifice de combustibil și energie datorită reducerii numărului de încălziri și a duratei acestora.

2. Scade consumul de energie electrică, prin micșorarea rezistenței la deformare, a forței de presare.

3. Aplicîndu-se la realizarea plăcilor de strîngere pentru hidrogeneratoare, contribuie la amplul program de dezvoltare a potențialului energetic românesc.

Eficiența economică, la programul de fabricație anual, cumulată pentru procedeele tehnologice prezentate, rezultă din figurile 15—18.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăgan, I.* : Tehnologia deformărilor plastice — EDP București, 1976, pag. 34, 181.
[2] *Chiriță, V., Drăgan, I., Maniu, A., Vasiliu, A.* : Matrițarea la cald a metalelor, Ed. Tehnică, 1968.
[3] *Popescu, V. I.* : Forjarea și extruziunea metalelor și aliajelor, E.D.P. București, 1976, pag. 158.
[4] *Blain, B.* : Formarea defectelor interne în timpul forjării pieselor de secțiune mare — Revista „Prelucrarea metalelor prin deformare plastică" nr. 9/1969, pag. 5.
[5] *Bălțatu, M., Stoianovici, D.* : Brevet de invenție nr. 69481, procedeu, sculă și instalație de semnalizare optică pentru deformarea plastică a pieselor, 1978.
[6] *George, E., Dieter, Jr.* : Metalurgie mecanică, Ed. Tehnică București — 1970.
[7] *Bălțatu, M., Goșa, O., Vasiliu, A.* : Brevet de invenție nr. 76067. Procedeu de matrițare.

CZ : 621.73

Tehnologie și procedeu de forjare a oțelului inoxidabil 9 Mo N C 265

Ing. Gheorghe **GEORGESCU** — I.C.S.I.T.P.S.C. București
Ing. Octavian **GOȘA** — I.C.M. Reșița

Diversificarea fabricării utilajelor pentru industria alimentară a impus asimilarea în țară a oțelului inoxidabil 9 Mo N C 265 similar cu oțelul R 10 214 Bofors—Suedia sau AISI 329 — S.U.A. etc.

În vederea realizării unor piese conform condițiilor tehnice impuse pentru utilajele necesare industriei alimentare (separatoare centrifugale, curățitoare, limpezitoare pentru produse alimentare), precum și la separatoarele de ulei pentru motoare navale, a fost necesară asimilarea tehnologiilor de elaborare, forjare și tratament termic ale oțelului inoxidabil 9 Mo NC 265.

FAZA DE CERCETARE ȘI EXPERIMENTĂRI

Condițiile tehnice impuse prin temă au cerut următoarele :

Compoziția chimică a oțelului [%]

C = max. 0,1	Ni = 4,5 . . . 5,5	Cr = 25 . . . 28
Mo = 1,0 . . . 1,5	Mn = max. 2,0	Si = max. 1,0
P = max. 0,025	S = max. 0,025	N_2 = 0,08 . . . 0,1

Caracteristicile mecanice :

Limita de curgere = min. 50 daN/mm^2.
Rezistența la rupere = min. 65 daN/mm^2.
Alungirea relativă (5×d) = min. 18%.

Rezilienţa ISO (10 × 10 × 55/U5) = min. 5 daj/cm².

Structura : bifazică ferito-austenitică, iar proporţiile de faze impuse 25 . . . 60 % austenită. Punctaj de incluziuni max. 2 (OP_2).

Utilizarea oţelului : folosit ca oţel cu rezistenţă la coroziune, pentru piese la separatoarele centrifugale de produse alimentare şi grăsimi, cu o turaţie de regim de 6500 . . . 7000 rot/min.

Elaborarea şi turnarea oţelului

Elaborarea a fost făcută în cuptor electric bazic, iar turnarea s-a făcut în lingotiere octogonale invers conice. Cercetările şi experimentările efectuate pe lingouri de 1 t şi 4 t au scos în evidenţă următoarele :

Necesitatea măririi înclinaţiei lingotierei şi reducerea raportului H/D_m (H = lungimea corpului lingoului şi D_m = diametrul mediu al corpului lingoului). Noul tip de lingotieră a fost proiectat, de asemenea, cu grosime variabilă a pereţilor, cu reducerea grosimii pereţilor lingotierei spre partea superioară şi îngroşarea pereţilor şi a zonei inferioare a lingotierei.

Modificarea tehnologiei de elaborare şi turnare, corelîndu-se astfel viteza de turnare şi dimensiunea orificiului de la oala de turnare, precum şi temperatura oţelului lichid la evacuare din cuptor şi turnare, cu particularităţile oţelului. De asemenea s-a trecut la turnarea prin sifon în vederea evitării formării de stropi solidificaţi pe pereţii lingotierei, cauzînd amorse de crăpături a lingoului în timpul deformării plastice.

Adăugarea în oţelul lichid dezoxidat a modificatorilor din grupa pămînturilor rare care ajută la localizarea incluziunilor nemetalice, reduc neomogenitatea dendritică a oţelului, îmbunătăţesc calitatea suprafeţei lingoului, iar din punct de vedere al deformării plastice, măresc plasticitatea şi deformabilitatea oţelului, determinînd creşterea rezilienţei şi a rezistenţei la oxidare, precum şi eliminarea fisurilor intercristaline.

Mischmetallul a fost introdus pe fundul oalei, înainte de începerea turnării şi nu pe jgheab, deoarece în acest caz pierderile sînt mari.

Protejarea jetului de oţel lichid s-a făcut cu argon, iar în lingotieră s-a insuflat argon.

Masa exoterma s-a folosit la ştamparea maselotierei.

Forjarea

Probele de plasticitate şi de rezistenţă la deformare efectuate pe epruvete cilindrice pe

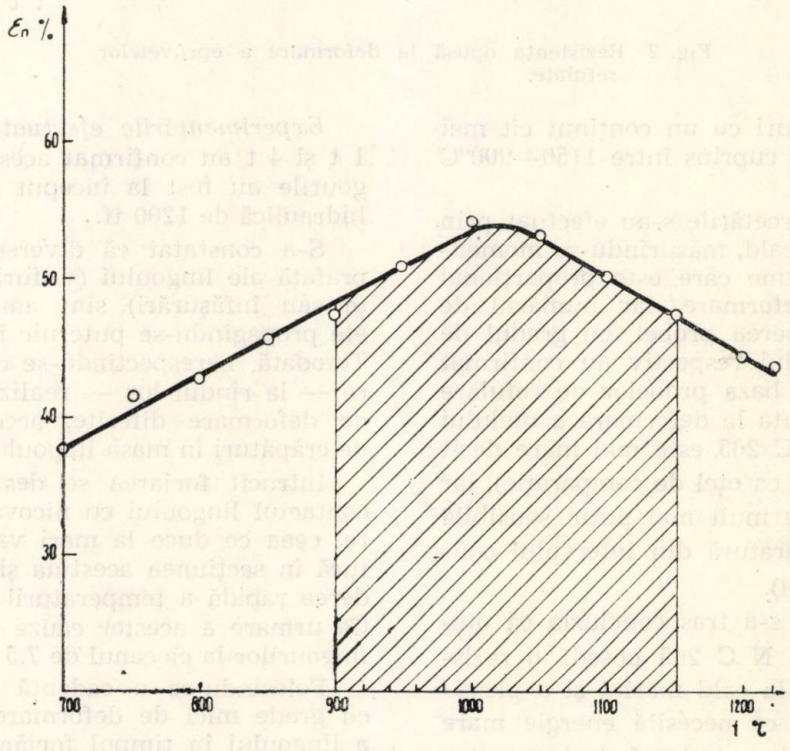


Fig. 1 Intervalul optim al temperaturilor de forjare.

∅ 20 × 35 mm, cîte şase bucăţi pentru fiecare temperatură în intervalul de 1200 . . .

700°C, mergînd din 50 în 50°C, au arătat că intervalul optim de forjare, determinat pe baza probelor de plasticitate și rezistență, cît și a

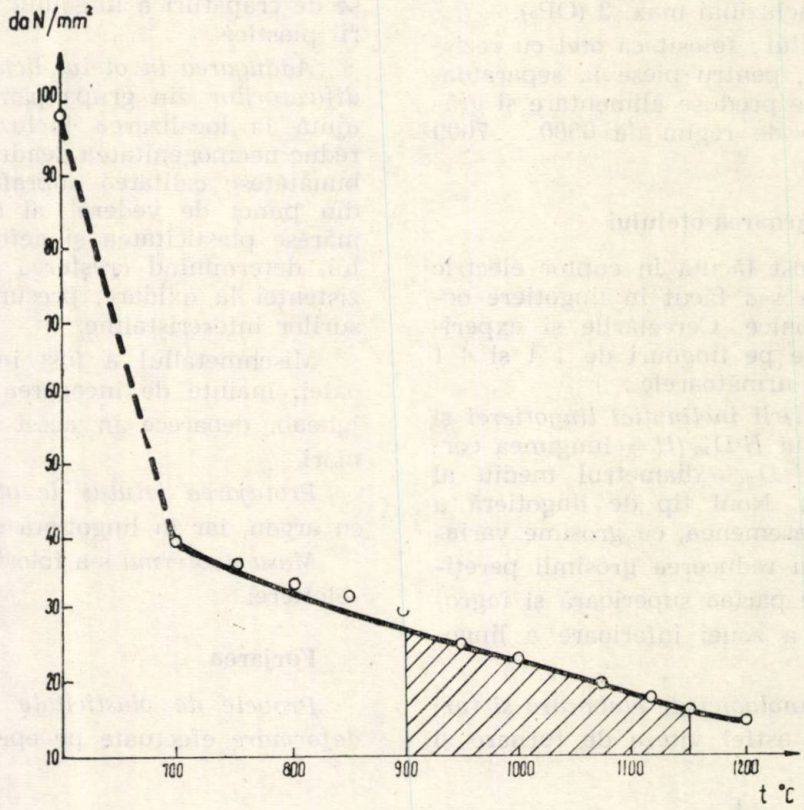


Fig. 2 Rezistența opusă la deformare a epruvetelor refulate.

formării unei structuri cu un conținut cît mai redus de ferită, este cuprins între 1150—900°C (fig. 1 și fig. 2).

De asemenea, cercetările s-au efectuat prin metoda torsiunii la cald, măsurîndu-se momentul maxim de torsiune care este proporțional cu rezistența la deformare, iar numărul de răsuciri pînă la ruperea probei, cu gradul de plasticitate al oțelului respectiv au confirmat concluziile trase pe baza probelor de refulare și anume că rezistența la deformare a oțelului inoxidabil 9 Mo N C 265 este mai mare decît a oțelului 18/8 (luat ca oțel de comparație), iar plasticitatea lui este mult mai puțin sensibilă la variații de temperatură din intervalul considerat (fig. 3 și fig. 4).

Față de acestea, s-a tras concluzia că oțelul inoxidabil 9 Mo N C 265 posedă o rezistență de deformare la cald mărită și o plasticitate scăzută, ceea ce necesită energie mare de deformare la cald cu cadență de lucru mare. Un utilaj cu energie, sau cu cadență de lucru mică, ar necesita un număr exagerat de reîncălziri conducînd la o forjare necorespunzătoare, iar energii foarte mari aplicate, pot provoca, mai ales la primele lovituri, crăparea lingoului.

Experimentările efectuate pe lingourile de 1 t și 4 t au confirmat acest lucru. Astfel lingourile au fost la început forjate pe o presă hidraulică de 1200 tf.

S-a constatat că diversele defecte de suprafață ale lingoului (sulfuri, porozități, scoarțe sau înfășurări) sînt amorse de crăpături, ele propagîndu-se puternic în corpul lingoului. Totodată, nerespectîndu-se cursele unitare, care — la rîndul lor — realizează grade unitare de deformare diferite, accentuează formarea de crăpături în masa lingoului.

Întrucît forjarea se desfășoară mai lent, contactul lingoului cu nicovalele este mai mare, ceea ce duce la mari variații de temperatură în secțiunea acestuia și, respectiv, la scăderea rapidă a temperaturii optime de forjare. Ca urmare a acestor cauze s-a trecut forjarea lingourilor la ciocanul de 7,5 t.

Folosindu-se o cadență de lucru ridicată, cu grade mici de deformare, rotirea continuă a lingoului în timpul forjării și avans mic de (0,4 . . . 0,5) *a* s-a constatat că defectele superficiale ale lingourilor nu creează amorse de rupere, ele întinzîndu-se pe suprafața lingoului în sensul curgerii metalului, iar crăpăturile

formate la forjarea pe presă nu s-au adîncit mai mult. Pentru forjarea lingourilor la ciocan s-au folosit nicovale plane, cu lățimea de 400 mm, avînd muchiile rotunjite cu r=50 mm.

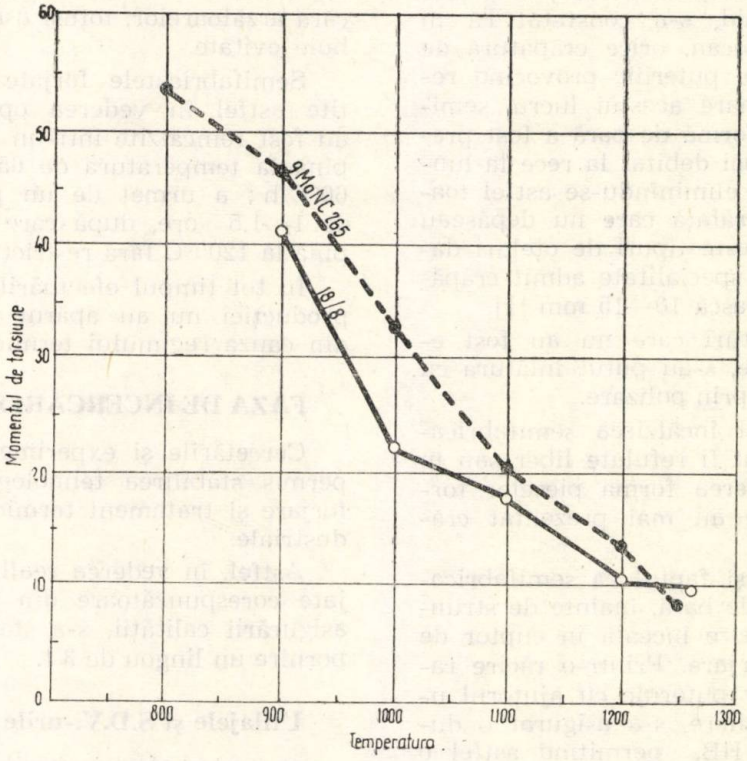


Fig. 3 Variția momentului maxim de torsiune la oțelurile 9 Mo NC 265 și 18/8.

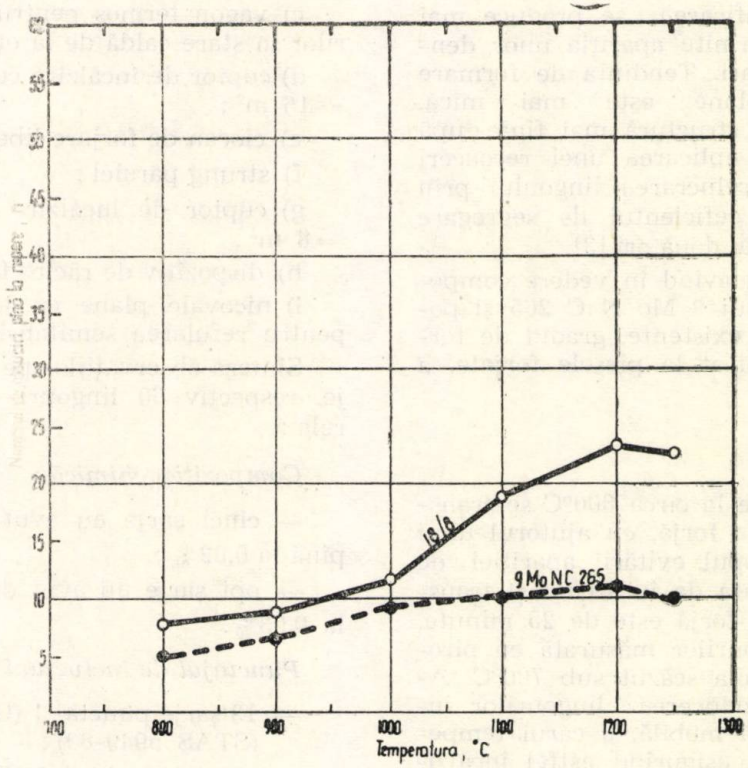


Fig. 4 Variația numărului de răsuciri pînă la rupere la oțelurile 9 Mo NC 265 și 18/8 în funcție de temperatură.

Forjarea nu a coborît sub 900°C, măsurată la suprafața lingoului cu pirometrul optic.

La refularea semifabricatelor forjate în bară și debitate la cald, s-a constatat că în timpul refulării la ciocan, orice crăpătură de suprafață se deschidea puternic provocînd rebutarea pieselor. Urmare acestui lucru, semifabricatul forjat sub formă de bară a fost prelucrat pe strung și apoi debitat la rece la lungimi corespunzătoare, eliminîndu-se astfel toate crăpăturile de suprafață care nu depășeau 5—10 mm. Pentru aceste tipuri de oțeluri datele din literatura de specialitate admit crăpături care să nu depășească 10—15 mm [1].

Eventualele crăpături care nu au fost eliminate prin strunjire, s-au putut înlătura cu dalta pneumatică sau prin polizare.

După strunjirea și încălzirea semifabricatelor, acestea au putut fi refulate liber sau în sculă (după cum o cerea forma pieselor forjate), iar ulterior nu au mai prezentat crăpături.

De remarcat este și faptul că semifabricatul forjat sub formă de bară, înainte de strungire nu impune o răcire înceată în cuptor de la temperatura de forjare. Printr-o răcire rapidă în curent de aer puternic cu ajutorul unei instalații de ventilare, s-a asigurat o duritate de 240 . . . 260 HB, permițînd astfel o decojire mai ușoară.

Gradul de forjare al pieselor. Vom menționa faptul că în cazul oțelurilor cu conținut redus de carbon, solidificarea se produce mai rapid, ceea ce nu permite apariția unor dendrite grosolane și mari. Tendința de formare a carburilor grosolane este mai mică. În final, se obține o structură mai fină după solidificare, iar prin aplicarea unei recoaceri de omogenizare și prelucrarea lingoului prin deformare la cald, coeficientul de segregare se micșorează de numai două ori [3].

Față de aceasta și avînd în vedere compoziția chimică a oțelului 9 Mo N C 265 și posibilitățile de forjare existente, gradul de forjare la întindere, aplicat la piesele forjate, a fost de minimum 3.

Încălzirea

Lingourile încălzite la circa 800°C se transportă de la oțelărie la forjă, cu ajutorul unui vagon termos, în scopul evitării apariției de fisuri de răcire. Durata de încărcare și transport de la oțelărie la forjă este de 25 minute, iar temperatura lingourilor măsurată cu pirometrul de contact nu a scăzut sub 700°C. Aceasta a permis introducerea lingourilor într-un cuptor cu vatră mobilă, a cărui temperatură era de 800°C, asigurînd astfel încălzirea lor cu o viteză sporită pînă la 1200°C. În continuare, s-a aplicat o recoacere de omogenizare de 17 ore.

Depășirea cu 50°C a limitei superioare de temperatură nu duce la supraîncălzire sau ardere, decît în cazul contactului direct cu flacăra arzătoarelor, totuși asemenea depășiri trebuie evitate.

Semifabricatele forjate și decojite, pregătite astfel în vederea operației de refulare, au fost reîncălzite într-un cuptor cu vatră fixă pînă la temperatura de 650°C, cu o viteză de 60°C/h ; a urmat de un palier de menținere de 1—1,5 ore, după care încălzirea s-a făcut pînă la 1200°C fără restricții.

În tot timpul efectuării experimentărilor și producției nu au apărut defecte determinate din cauza regimului termic de încălzire.

FAZA DE ÎNCERCĂRI SEMIINDUSTRIALE

Cercetările și experimentările efectuate au permis stabilirea tehnologiilor de elaborare, forjare și tratament termic pentru condiții industriale.

Astfel, în vederea realizării unor piese forjate corespunzătoare din punct de vedere al asigurării calității, s-a stabilit ca material de pornire un lingou de 3 t.

Utilajele și S.D.V.-urile folosite :

a) cuptor electric bazic capacitate = 10 t ;

b) lingotiere octogonale invers conice pentru lingoul de 3 t ;

c) vagon termos pentru transportul lingourilor în stare caldă de la oțelărie la forjă ;

d) cuptor de încălzire cu vatră mobilă $S_v = 16$ m^2 ;

e) ciocan de forjare liberă de 7,5 t ;

f) strung paralel ;

g) cuptor de încălzire cu vatră fixă $S_v = 8$ m^2 ;

h) dispozitiv de răcire forțată ;

i) nicovale plane cu lățimea de 400 mm, pentru refularea semifabricatelor decojite.

Sinteza observațiilor pe un număr de 20 șarje, respectiv 60 lingouri, au arătat următoarele :

Compoziția chimică :

— cinci șarje au avut depășire de carbon pînă la 0,02 % ;

— opt șarje au avut depășire de azot pînă la 0,03 %.

Punctajul de incluziuni :

— 13 șarje punctaj 1 (OP 1) (STAS 5949-80) ;
— 4 șarje punctaj 2 (OL 2b — SF2) ;
— 2 șarje punctaj 3 (SN3) ;
— 1 șarjă punctaj 4 (SF b4).

Analiza microstructurală :

— proporția de fază austenitică a fost cuprinsă între 30—50 %.

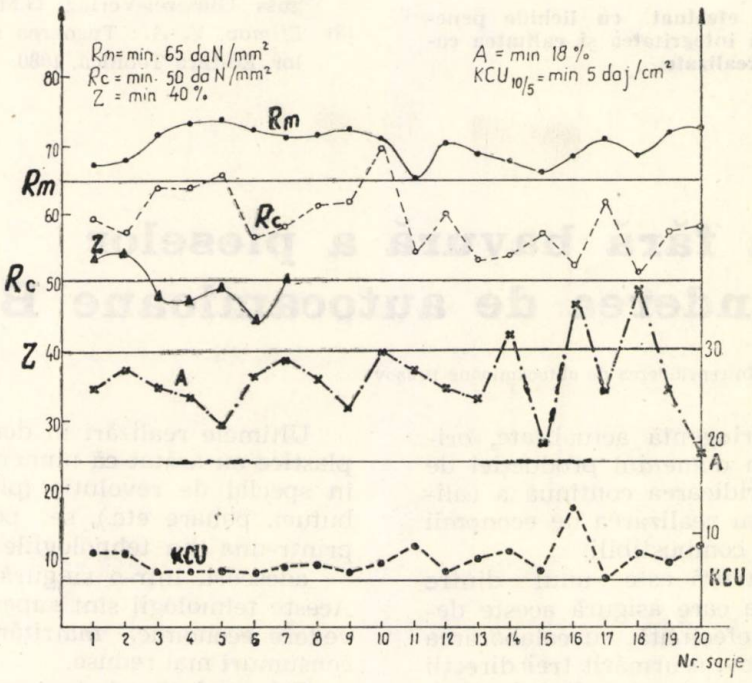


Fig. 5 Variația caracteristicilor mecanice determinate pe un număr de piese din 20 șarje, respectiv 60 lingouri.

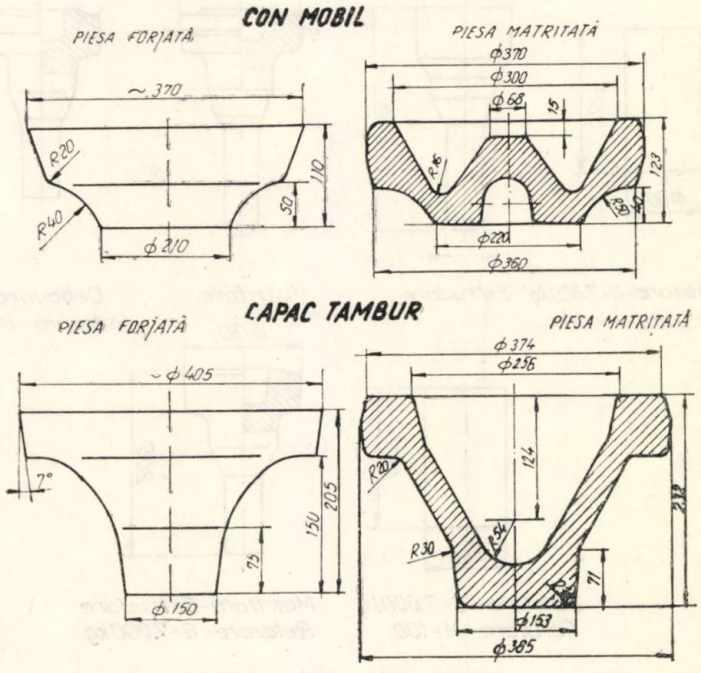


Fig. 6 Piese forjate și matrițate din oțel inoxidabil 9 Mo NC 265.

Caracteristicile mecanice determinate pe epruvete prelevate din 243 piese tratate termic final (valori medii) sînt prezentate în figura 5.

Concluzii

1. Cercetările întreprinse asupra oțelului inoxidabil 9 Mo N C 265 au permis stabilirea tehnologiilor de elaborare, forjare și tratament termic și trecerea la producția industrială.

2. În vederea reducerii consumului de material și manoperă, datele obținute au condus la o etapă

următoare, la aplicarea matriţării pieselor din oţel inoxidabil 9 Mo N C 265 (fig. 6).

3. Prin folosirea unui manipulator de 8 tf la forjarea lingoului în bară, numărul de încălziri s-a redus la jumătate, iar calitatea semifabricatelor forjate a crescut simţitor.

4. Controlul pieselor efectuat cu lichide penetrante a scos în evidenţă integritatea şi calitatea corespunzătoare a pieselor realizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Generson, I. G.* : Pokovki iz spețialinih stalei. Izd. Masinostroenie, Leningrad, 1967.

[2] *Wlodawer, R.* : Gelenkte Ereterrung von Stahlguss Gieserei-Verlag G.M.B.H.-Dusseldorf, 1961.

[3] *Efimov, V. A.* : Turnarea şi cristalizarea oţelurilor, Editura Tehnică, 1980.

CZ : 621.983

Matriţarea fără bavură a pieselor la Intreprinderea de autocamioane Braşov

Ing. Traian **FLOREA** — Întreprinderea de autocamioane Braşov

Necesităţile, de stringentă actualitate, orientează cercetarea din domeniul producţiei de piese matriţate spre ridicarea continuă a calităţii lor, în paralel cu realizarea de economii de metal, manoperă şi combustibili.

Matriţarea fără bavură este unul dintre procedeele tehnologice care asigură aceste deziderate. Cercetarea efectuată, cu colaborarea Universităţii din Braşov, a urmărit trei direcţii de obţinere a pieselor matriţate fără bavură, şi anume :

— extrudare liberă ;
— matriţare fără bavură ;
— extrudare volumică.

Ultimele realizări în domeniul deformărilor plastice au arătat că numeroase tipuri de piese, în special de revoluţie (pinioane, roţi, flanşe, butuci, pahare etc.), se pot obţine complet printr-una din tehnologiile enumerate mai sus — adeseori, într-o singură fază de execuţie. Aceste tehnologii sînt superioare, din punct de vedere economic, matriţării clasice — avînd consumuri mai reduse.

Cele trei tipuri de tehnologii reclamă un sistem de eliminare a pieselor din matriţe, necesar în dotarea presei pe care se realizează reperele respective. Matriţarea fără bavură şi extrudarea volumică fiind deformări plastice

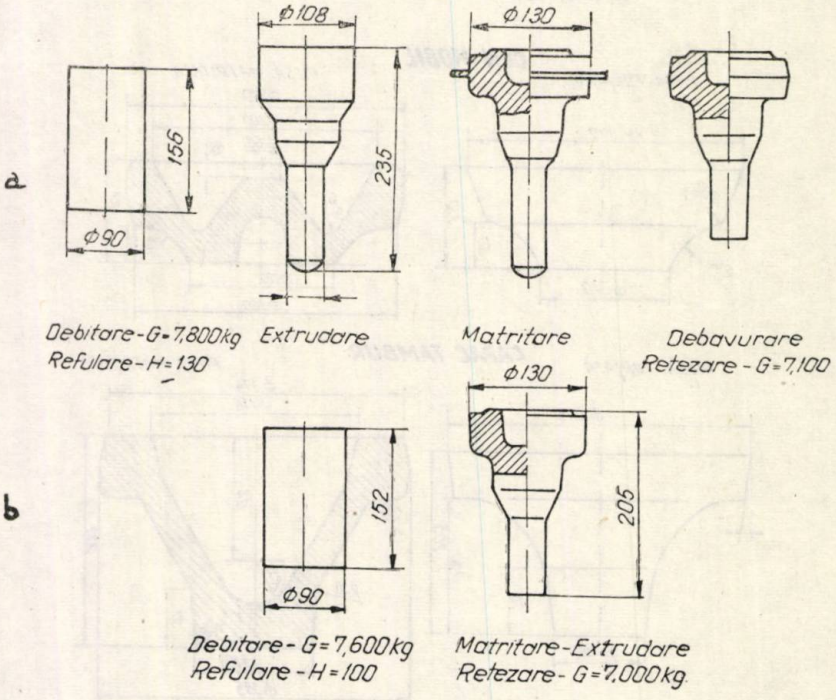


Fig. 1 Arbore intermediar
a) tehnologie veche ;
b) tehnologie nouă.

în volume închise, impun, de asemenea, executarea pieselor pe utilaje de deformare care nu au cursă fixă (prese hidraulice rapide, prese cu fricțiune).

Reperele realizate prin aceste tehnologii s-au executat pe o presă hidraulică rapidă de 630 t, tip Lasco, prevăzută cu un sistem de comandă a berbecului care, la presare, comandă întoarcerea lui, în momentul atingerii presiunii maxime reglate — și are în dotare de asemenea, un sistem de eliminare a pieselor din gravura matriței inferioare.

Analizînd posibilitățile de aplicare la reperele executate în forja I. A. Brașov, s-a realizat **extrudarea liberă directă** a arborelui intermediar.

Prezentăm, comparativ, fazele de execuție ale acestuia în tehnologia inițială și în tehnologia reproiectată și omologată în 1982 (fig. 1).

Elementele sculei în care se realizează deformarea materialului sînt pastilele și poansonul de extrudare fixate pe suporții de scule.

Noua tehnologie prezintă următoarele **avantaje :**

— elimină două faze de execuție ce se realizau pe ciocanul electro-hidraulic de 6300 kgm, Lasco, respectiv pe presa de debavurat de 400 t PKZ cu diminuarea corespunzătoare a consumurilor energetice și de manoperă aferente ;

— consumul de metal scade cu 0,200 kg/buc ;

— se reduce consumul global de scule ;

— se elimină unele adaosuri tehnologice ale piesei brute ;

Tehnologia de **matrițare fără bavură** s-a realizat la piesa butuc (fig. 2). Operația se execută în matrițe închise într-o singură fază. Volumul închis în scule se realizează în pastile de matrițare și este limitat la partea superioară de poanson, iar la partea inferioară de un tampon sprijinit pe o placă de presiune. După presarea (matrițarea) piesei, tamponul este folosit ca extractor, împingînd piesa afară din sculă. Tamponul — extractor este acționat de sistemul de extragere al presei hidraulice. Cele trei elemente active, în contact direct cu piesa, sînt din oțel VCW 85, cu caracteristicile respective sculelor pentru deformare plastică, — optime. Ungerea sculelor se face înaintea executării fiecărei piese, cu o soluție de ulei cu grafit. Pentru răcirea pastilei și a tamponului extractor, cît și pentru eliminarea țunderului din interiorul sculelor, în suportul și în pastila de extrudare s-a practicat un canal racodat cu furtun la sursa de aer comprimat. Suflarea sculei cu aer se face după executarea fiecărei piese.

Piesele executate prin matrițare fără bavură au adaosurile de prelucrare ale diametrelor, reduse și uniforme. Abaterile diametrelor sînt într-un cîmp restrîns. Abaterile lungimilor sînt influențate de precizia de debitare, la operația de matrițare fără bavură neexistînd pierderi tehnologice prin bavuri, caracteristice matrițării clasice. Înclinațiile tehnologice de matrițare sînt eliminate, prin noua tehnologie, de asemenea, și alte adaosuri tehnologice au fost reduse.

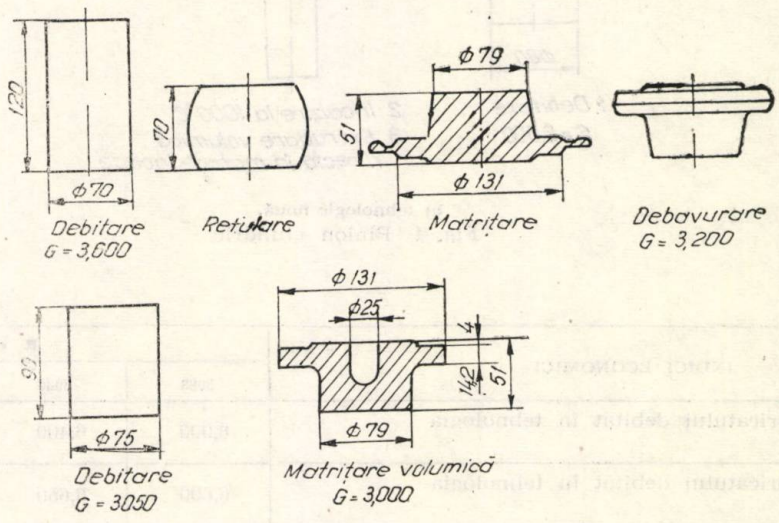


Fig. 2 Butuc
a) tehnologie veche ;
b) tehnologie nouă.

— se elimină abaterile de formă (deplasări în planul de separație) specifice pieselor executate cu tehnologia inițială.

Executarea pieselor prin matrițare fără bavură, în afara economiei de material, conduce și la un consum mai mic de manoperă,

manipularea liniei reclamînd personal mai redus față de matrițarea clasică.

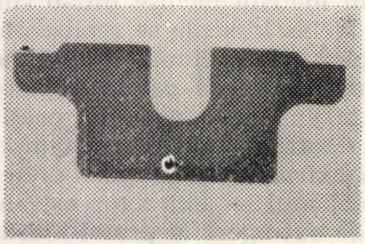


Fig. 3 Fibrajul piesei butuc

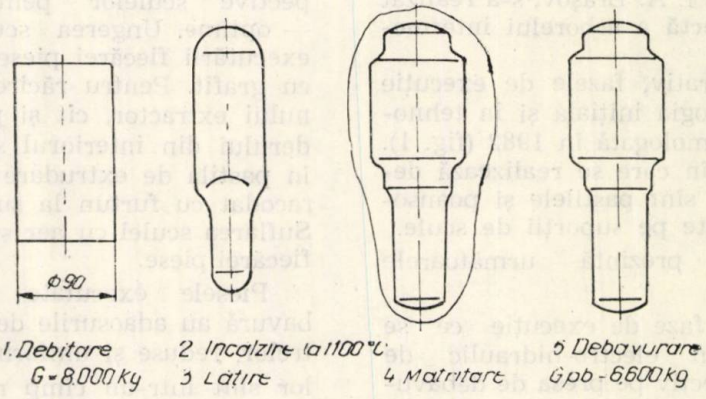
Fazele de execuție ale butucului se prezintă în tehnologia inițială și în tehnologia reproiectată, în figura 2.

Prin **matrițarea fără bavură** a acestui reper **s-a obținut :**

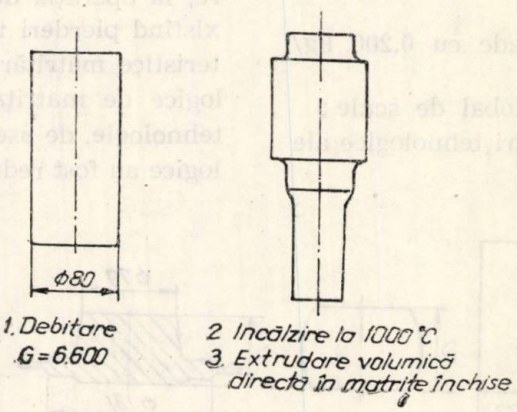
— reducerea consumului de metal de la 3,600 kg/buc, la 3,050 kg/buc ;

— reducerea consumului de manoperă cu 30 % ;

— reducerea consumului energetic cu circa 15 %.



a) tehnologie veche ;



b) tehnologie nouă.

Fig. 4 Pinion cilindric

Tabelul 1

INDICI ECONOMICI	Reper			
	3088	3086	3090	3071
Greutatea semifabricatului debitat în tehnologia veche [kg/buc]	8,000	6,400	9,000	7,700
Greutatea semifabricatului debitat în tehnologia nouă [kg/buc]	6,600	6,650	8,000	6,750
Economia de metal realizată prin introducerea noii tehnologii [kg/buc]	1,400	0,750	1,000	0,950
Bucăți plan în 1982 care se vor executa cu noile tehnologii	14.800	430	27.900	6380
Economie de metal ce se va realiza în 1982 prin introducerea noii tehnologii [tone]	20,7	0,3	27,9	6,1

În figura 3 este reprezentat fibrajul aceleiași piese.

Combinînd tehnologia de extrudare cu cea de matrițare fără bavură, am realizat tehnologia de **extrudare volumică** în matrițe închise a pinioanelor cilindrice. **Noua tehnologie însumează și avantajele celor două tehnologii care stau la bază,** iar sculele sînt concepute după modelul celor prezentate la matrițarea fără bavură.

Pentru a avea o imagine completă asupra realizării prezentăm, de asemenea, tehnologia inițială și tehnologia de extrudare volumică a pinioanelor cilindrice, proiectată și omologată, în figura 4.

În tabelul 1 se prezintă efectul economic al omologări variantei thenologice de extrudare volumică a patru pinioane cilindrice.

Noile tehnologii experimentale și omologate la I.A. Brașov pot fi extinse și la alte, repere cu rezultate economice și calitative, similare.

CZ : 621.73

Procedeu de forjare în turn pe prese cu trei posturi AMP 30

Tehn. Nae **CALEAP** — Întreprinderea de rulmenți Bîrlad

Presele AMP 30, prelucrează barele laminate în piese forjate în fabricația de rulmenți.

Barele trec printr-o instalație de inducție CIF, cu alimentare automată, după care sînt debitate la lungimi corespunzătoare volumului piesei și forjate în mai multe operații succesive, la cele trei posturi de lucru (vezi fig. 1÷4).

Ansamblul instalației — încălzire bare și presă, lucrează automat, cu posibilități de sincronizare a instalației de încălzire, în funcție de volumul unei piese forjate și de tactul de lucru al presei. Cadența de lucru a presei poate fi adaptată la particularitățile fiecărui tip de piesă ce trebuie forjată, avîndu-se în vedere gradul de forjare, plasticitatea materialului și puterea de încălzire a instalației.

Instalația de încălzire a barelor funcționează în regim automat, sau manual și este compusă din unul sau mai mulți generatori, o magazie de bare cu încărcător automat și o instalație de încălzire propriu-zisă formată dintr-un set de inductori. Barele sînt împinse una cîte una, în mod automat, către instalația de încălzire și trec prin inductori pe role de avans, pentru a fi aduse la temperatura de forjare.

La ieșire din inductori, barele sînt împinse de rolele de antrenare ale presei, care le transportă spre limitatorul postului de debitare.

Cursa rolelor de antrenare și poziția limitatorului sînt reglabile în timpul funcționării presei, ceea ce permite să se corecteze lungimea semifabricatelor debitate în timpul lucrului.

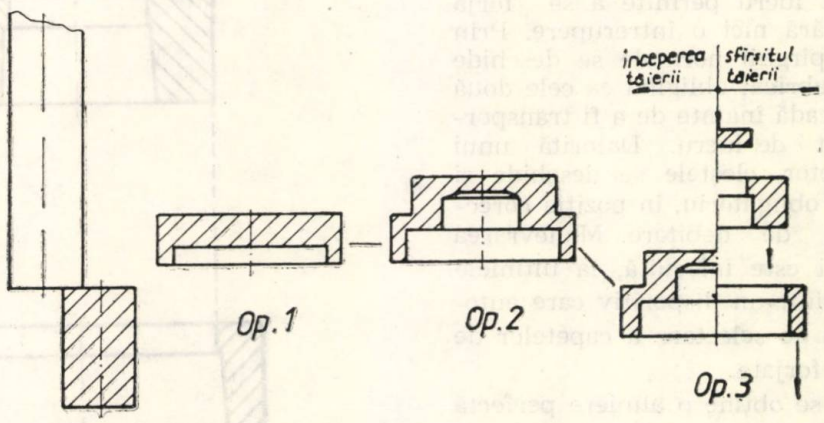


Fig. 1 Procedeu de forjare în turn — AMP 30, cu separarea inelelor și a deșeului la operația a 3-a.

Precizia piesei forjate depinde de precizia la care a fost debitat semifabricatul pentru aceasta presele AMP 30 sînt echipate cu un dispozitiv de strîngere care în momentul for-

jării blochează bara în așa fel, încît secțiunea forjată să nu se poată deforma sub presiunea sculei de tăiere. Acest lucru are ca efect o debitare precisă, cu o deformare foarte mică a semifabricatului.

Sania de forfecare este acționată de o camă, iar după debitare semifabricatul este transportat direct la primul post de lucru. Un

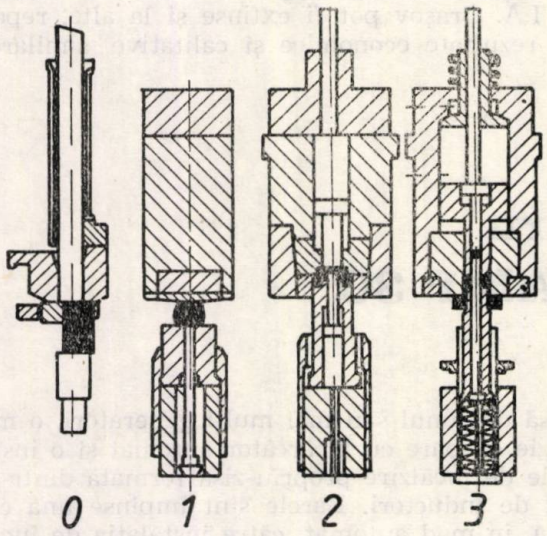


Fig. 2 Ansamblu scule AMP 20—30. Faze de forjare.
0. debitare ; 1. refulare ; 2. matrițare ; 3. perforare.

cleşte menține semifabricatul debitat în timpul transportului transversal la prima operație. Cleștele se deschide în momentul cînd semifabricatul este fixat în poanson pentru a fi refulat.

Capetele de bară care nu au lungimea (volumul) corectă și care nu trebuie forjate sînt ejectate în timpul lucrului direct de la postul de debitare. Acest lucru permite a se forja bară după bară, fără nici o întrerupere. Prin manevrarea unei pîrghii normale se deschide cleștele port-semifabricat obligînd ca cele două capete de bară să cadă înainte de a fi transportate la primul post de lucru. Datorită unui mecanism preselector, cleștele se deschide și se închide, în mod obligatoriu, în poziția corectă a dispozitivului de debitare. Manevrarea normală a pîrghiei este înlocuită, la ultimele tipuri de prese, printr-un dispozitiv care automatizează operația de selectare a capetelor de bare ce nu trebuie forjate.

În scopul de a se obține o aliniere perfectă a sculelor, poansoanele și matrițele fiecărui post de lucru sînt montate în comun, într-un port-sculă monobloc, care asigură lucrul perfect centrat al sculelor, evitîndu-se orice deformare sau deteriorare prematură a poansoanelor. Alinierea poansoanelor și matrițelor este asigurată — fără să fie influențată, de precizia mișcării berbecului de presare, sau prin repartizarea sarcinilor ; prin aceasta se asigură o durabilitate bună a sculelor.

Întrucît tactul de lucru al presei este de 80—120 lovituri/minut, în funcție de dimensiunile și greutatea piesei forjate, uzura sculelor este determinată de trei factori :

1. încălzirea sculelor ;
2. forjabilitatea materialului ;
3. gradul de deformare.

Încălzirea sculelor este minimă, întrucît timpul de contact între sculă și material este foarte scurt, de ordinul sutimilor de secundă (0,05—0,06 sec). Căldura absorbită este foarte rapid înlăturată printr-un sistem de răcire cu apă, foarte eficace.

În ceea ce privește gradul de forjare trebuie subliniat că presele AMP 30 pot executa operații de formare în matriță, atît la prima operație, cît și la ultima. Nu este deci necesar ca numai la postul doi să se facă operația de formare. În concluzie, se pot distribui fazele de formare la cele trei posturi de lucru, în scopul echilibrării eforturilor. Această repartiție echilibrată a efortului are ca efect mărirea durabilității sculelor.

Prima operație permite reglarea liberă, sau în matriță a semifabricatului debitat. Deformarea principală are loc întotdeauna la operația II-a, post la care diametrul port-matriță

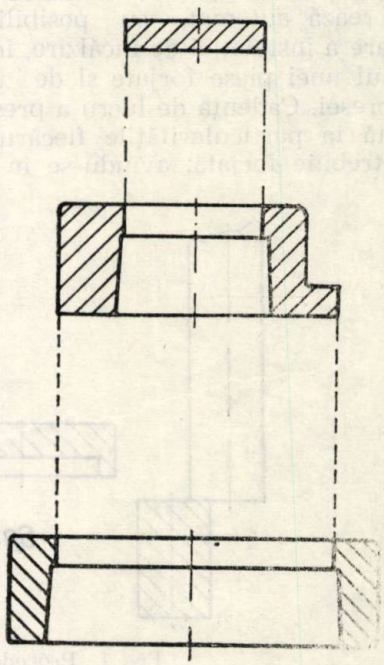


Fig. 3 Forjare în turn.
— rulmenți cilindrici cu umăr (dreapta) ;
— rulmenți cilindrici (stînga).

este mai mare decît la celelalte posturi, în scopul utilizării matrițelor puternic solicitate (vezi fig. 3).

Operația a III-a este utilizată normal pentru perforare, iar în anumite cazuri postul 3 poate fi echipat pentru operații de formare în matriță, sau pentru debavurare.

În mod uzual, piesele forjate cad în afara presei, separate de deșeuri. La operația a 3-a piesa este scoasă de pe poansonul de perforat, piesa forjată cade pe banda transportoare, în timp ce brocul cade separat.

Transportul pieselor, de la un post la altul al presei, se face cu un dispozitiv de transport care constă dintr-un mecanism rapid și precis, destul de insensibil la condițiile grele ale forjării.

Transportul pieselor de la o operație la alta este realizat în perfectă sincronizare cu acțiunea poansoanelor și ejectoarelor, transferul fiind rectiliniu și direct, de la o operație la alta.

Presa AMP 30 are o bună siguranță în funcționare ; în caz de suprasarcini, sau nereguli în execuția operațiilor, ambreiajul și frîna electropneumatică asigură oprirea completă a mașinii, într-o fracțiune de rotație a axului de acționare. În asemenea cazuri, presa este oprită înainte ca poansoanele să atingă piesele brut forjate la capăt de cursă, deci oprirea berbecului se face în punctul mort posterior.

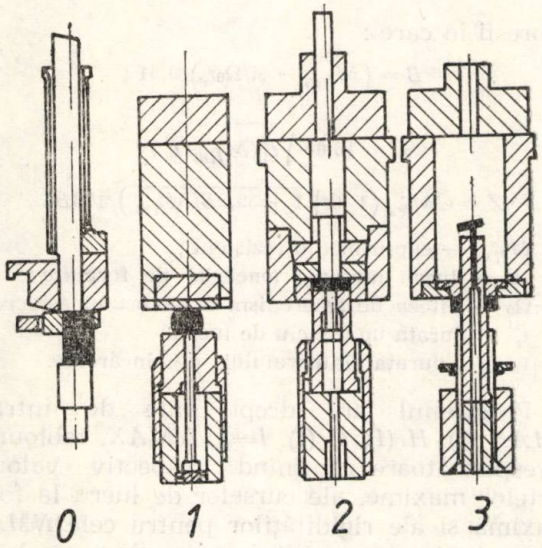


Fig. 4 Ansamblu scule AMP 20—30. Faze de forjare.
0. debitare ; 1. refulare ; 2. matrițare ; 3. perforare.

Această operație ultrarapidă a presei este deosebit de importantă, pentru a asigura o eficacitate palpatorului poansonului care protejează sculele, în cazul unei duble alimentări. Acest palpator controlează permanent dacă după fiecare lovitură piesa brut forjată rămîne lipită de poanson. Dacă se produce un asemenea caz de lipire, un întrerupător electric oprește presa înainte de a se distruge sculele la o a doua lovitură.

Forjarea în turn a pieselor circulare pe presa AMP 30 a fost posibilă ca urmare a echipării postului 3 cu un piston hidraulic, care permite separarea simultană a celor două inele și a deșeului (fig. 2). Întrucît forma geometrică a piesei forjate în turn este o combinație de două inele simple, se impune o repartizare uniformă a efortului de presare la cele trei posturi de lucru.

Piesa forjată de la postul 1 (fig. 2) este transferată la postul 2, cu ajutorul dispozitivului de transport, iar la acest post se execută matrițarea propriu-zisă. Piesa matrițată de la postul 2 este transportată la postul 3, unde are loc separarea inelului exterior, de inelul interior și separarea brocului (deșeu fig. 2).

Postul 3 este astfel echipat cu scule și modificat constructiv și funcțional, pentru realizarea unei presiuni rezistente în momentul separării pieselor forjate.

Formarea unei perne de apă în spatele pistonului (fig. 2) dă posibilitatea preluării șocurilor mecanice în timpul operației de perforare, șocuri ce sînt preluate prin amorsare elastică de masa de lichid existent într-un volum constant de lucru. Asigurarea acestui volum constant de lichid este satisfăcută de funcționarea intermitentă a pistonului și supapei de admisie-refulare. Postul 3 este racordat la rețeaua de alimentare cu apă industrială. la o presiune normală de lucru 2,5—3 ata.

După separare, cele două inele și brocul cad în fața mașinii pe banda transportoare.

Pentru siguranța funcționării postului 3, s-a prevăzut un microîntrerupător magnetic, montat în blocul port-sculei posterior, care întrerupe funcționarea presei în fracțiune de secundă, în momentul rămînerii pe poanson a unui inel forjat.

Forjarea în turn pe presa AMP 30 **prezintă următoarele avantaje în comparație cu forjarea individuală :**

1. **reducerea consumului de metal cu 15—25%** ;
2. **mărirea productivității muncii cu 70%** ;
3. **reducerea consumului de energie electrică cu 250 kw pe tona de piesă forjată** ;
4. **reducerea consumului de manoperă cu 30%** ;
5. **reducerea consumului de SDV-uri cu circa 60%** ;

CZ : 621-83:621.975

Proiectarea optimală asistată de calculator a acționărilor electrice pentru presele mecanice cu volant

Ing. R. **MORAR** — Institutul politehnic Cluj-Napoca
Ing. C. **SOMEȘAN**, ing. L. **DĂSCĂLESCU**, ing. C. C. **ȘARAMET** — Combinatul de utilaj greu Cluj Napoca

Introducere

Presele mecanice cu volant reprezintă consumatori importanți de energie electrică, cu puteri instalate mergînd pînă la 300 kW. Proiectarea optimală a acționării electrice constituie una din căile de raționalizare a consumurilor energetice la prese.

În lucrare se prezintă două modalități de reducere a consumurilor de energie electrică la presele mecanice cu volant, indicîndu-se și algoritmii de proiectare asistată corespunzători :

A — dimensionarea optimă a volantului și a motorului de acționare ;

B — utilizarea unor metode de adaptare a puterii electrice consumate la valoarea energiei necesare într-un proces tehnologic diferit de cel pentru care s-a realizat dimensionarea instalației.

Calculul volantului și al motorului de acționare programul „Optimovo"

Într-o lucrare anterioară [3], în vederea fundamentării teoretice a unei metodici unitare de calcul energetic pentru presele mecanice cu volant, autorii au determinat expresiile generale ale cuplurilor rezistente și ale energiilor necesare, în funcție de toți parametrii funcționali caracteristici unui ciclu de lucru. Valorile acestor mărimi, calculabile prin intermediul subprogramelor BIELA, GENUNCHI, ȘURUB, (în funcție de tipul presei), intervin în algoritmul de calcul implementat prin programul OPTIMOVO.

Valorificînd metodica de proiectare a acționării electrice cu volant indicată în [1], s-au determinat, prin intermediul programului OPTIMOVO :

1. Valoarea optimă a momentului de inerție al volantului :

$$J = \sqrt{\left(\frac{Z}{2{,}52}\right)^3} \qquad (1)$$

2. Valoarea optimă a alunecării nominale :

$$s_N = \sqrt{\frac{BC}{Z}} \qquad (2)$$

3. Valoarea optimă a cuplului nominal al motorului :

$$M_N = 9{,}81 \sqrt{\frac{BZ}{C}} \qquad (3)$$

4. Puterea nominală :

$$P_N = M_N \Omega_0 (1 - s_N) \qquad (4)$$

5. Constanta electromagnetică de timp :

$$T = J\Omega_0 s_N / M_N \qquad (5)$$

expresii în care :

$$B = (M_{Rm} - A/\Omega_0 t_c)/9{,}81 \; ; \qquad (6)$$

$$C = 16{,}68 \sqrt[3]{t_1^2 / M_{Rm} \Omega_0^2} \; ; \qquad (7)$$

$$Z = C M_{Rm}^2 \left(1 + \sqrt{1 + 39{,}2B/M_{Rm}}\right)/193B \; ; \qquad (8)$$

M_{Rm} — cuplu mediu rezistent ;
A — lucru mecanic (energia) de formare ;
Ω_0 — viteza de sincronism a motorului asincron ;
t_c — durata unui ciclu de lucru ;
t_1 — durata intervalului de încărcare.

Programul are drept date de intrare *FMAX* (*I*), *H* (*I*), *C* (*I*), *I*=1, *NMAX*, tablourile corespunzătoare conținînd respectiv valorile forțelor maxime, ale curselor de lucru la forța maximă și ale rigidităților pentru cele *NMAX* dimensiuni care constituie gama de prese luată în considerare. La acestea se adaugă principalii parametri ai mecanismelor care asigură transmiterea mișcării de la motorul de acționare la berbec (specifici tipului de presă : cu genunchi, cu bielă-manivelă, cu șurub). Alegerea setului de date de intrare permite studiul influenței pe care parametrii constructivi și funcționali esențiali ai presei o au asupra dimensionării elementelor sistemului de acționare (motor-volant).

Tabelul 1 conține valorile calculate pentru sistemul de acționare electrică al presei mecanice cu genunchi de 10 MN, comparate cu cele indicate în proiect. Rezultă posibilitatea reducerii substanțiale a masei volantului, în condițiile utilizării unor motoare electrice cu o treaptă de putere mai mici decît cele prevăzute inițial (22 kw față de 30 kw).

Metode de adaptare a puterii electrice de acționare la cerințele procesului tehnologic. Programul „Padapt"

Majoritatea preselor, prin natura proceselor tehnologice la care participă trebuie să

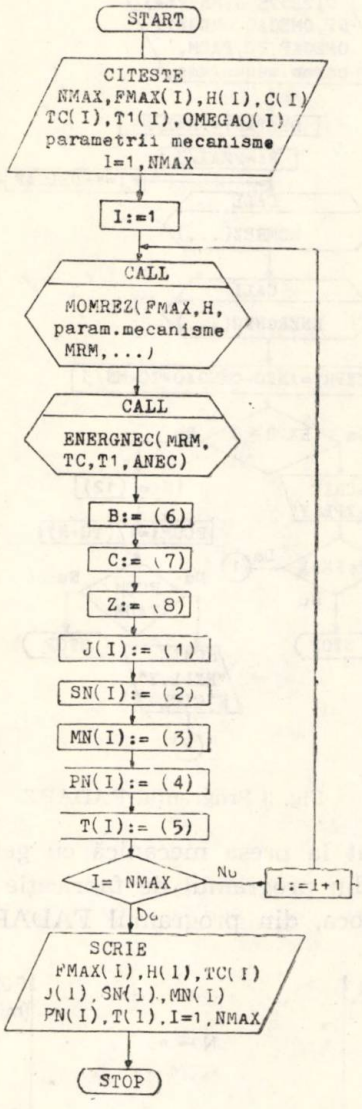


Fig. 1 Programul OPTIMOVO

iectate randamentele energetice fiind în consecință nesatisfăcătoare.

Dacă puterea medie necesară pe ciclu — calculată din diagrama de sarcină corespunzătoare piesei de prelucrat — este mai mică cu 1/3 din puterea nominală a motorului electric de acționare, atunci acesta poate funcționa permanent în conexiunea stea.

În cazul cînd puterea cerută este mai mare ca 1/3 P_N, dar mai mică decît P_N, este posibilă exploatarea motorului în modul indicat în figura 2 : după pornire și atingerea vitezei Ω_0', trece în conexiunea stea, care este menținută

Presa mecanică cu genunchi de 10 MN

Tabelul 1

Mărimea	Valoarea		
	proiect.	calcul. (optim.)	adopt.
Forța nominală *FMAX* [MN]	10	10	10
Cursa de lucru *H* [mm]	2	2	2
Nr. curse/min.	20	20	20
Mom. de inerție la arborele mot. el. [J kgm^{2}s^{-2}]	2,3	1,98	2
Alunecarea nom. s_N	0,03	0,07	0,04
Cuplul nom. M_N [Nm]	196	133	144
Puterea nom. P_N [w]	30	19,5	22

un număr N de cicluri, timp în care viteza va scădea la Ω_{lim} (fixată în funcție de alunecarea maximă admisibilă) ; la acest moment motorul se conectează din nou în triunghi, cuplul de acționare mărit determinînd revenirea vitezei volantului la valoarea inițială Ω_0'.

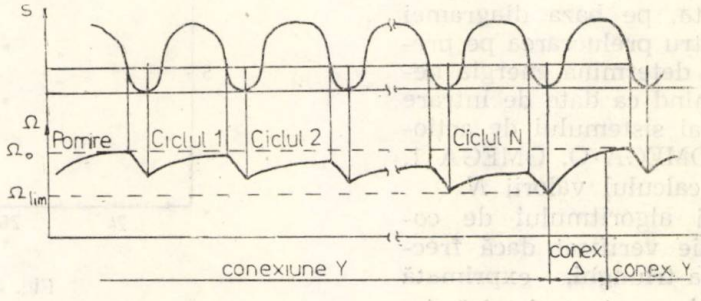


Fig. 2

funcționeze și în conformitate cu diagrame de sarcină diferite de cele pentru care au fost pro-

Pentru determinarea valorii lui N, corespunzătoare unei valori A_{nec} calculate pentru

o piesă dată, este necesară scrierea ecuațiilor de bilanț energetic pentru fiecare ciclu de lucru :

$$A_{nec} = J(\Omega_{0i}^2 - \Omega_{1i}^2)/2 + M_{medi}\Omega_{medi}t_{ci} \quad (9)$$

în care :

Ω_{0i}, Ω_{1i} — vitezele unghiulare ale motorului la începutul și respectiv sfîrșitul fiecărui ciclu ;

$\Omega_{medi} = (\Omega_{0i} + \Omega_{1i})/2$;

M_{medi} — valoarea medie a cuplului asigurat de motorul electric în ciclul i ;

t_{ci} — durata ciclului i.

Însumînd membru cu membru cele N ecuații de forma (9) care pot fi scrise pentru $i = 1, N$, ținînd cont că :

$$\Omega_{medi}\, t_{ci} = \Omega_{med\,1}\, t_{c1} \cong \Omega_0 t_c; \quad \Omega_{0i} = \Omega_{1(i-1)};$$

$$\Omega_{01} = \Omega_{init}; \quad \Omega_{1N} = \Omega_{fin}$$

și admițînd că, în situația unui calcul acoperitor : $M_{medi} = M_{init} + i(M_{lim} - M_{init})/N$ în care :

M_{init} — cuplul dezvoltat de motorul electric la momentul conectării în stea, $M_{init} = \mu M_N$;

M_{lim} — cuplul limită la care poate fi încărcat motorul, $M_{lim} = \lambda M_N$ rezultă :

$$NA_{nec} = J(\Omega_{init}^2 - \Omega_{fin}^2)/2 = \quad (10)$$

$$= \Omega_0 t_c \sum_{i=1}^{N} [M_{init} + i(M_{lim} - M_{init})/N]$$

$$NA_{nec} = J(\Omega_{init}^2 - \Omega_{fin}^2)/2 + \Omega_0 t_c [NM_{init} +$$

$$(N-1)\, M_{lim}(2 - (N-1)M_{init}/2] \quad (11)$$

de unde, întrucît $\lambda + \mu \geqslant 2/3$, rezultă :

$$N \geqslant J(\Omega_{init}^2 - \Omega_{fin}^2)/2(A_{nec} - \Omega_0 t_c M_N/3) \quad (12)$$

Pentru analiza din stadiul de proiectare a situațiilor în care apare necesară adaptarea puterii motorului electric la cerințele procesului tehnologic și stabilirea condițiilor în care aceasta se poate realiza, a fost elaborat programul FADAPT. Acesta, pe baza diagramei de sarcină prescrisă pentru prelucrarea pe presă a unui anumit reper, determină energia necesară (ANEC) și dispunînd ca date de intrare de parametrii de bază ai sistemului de acționare electrică (J, MN, OMEGA O, OMEGA 1, OMEGA F), realizează calculul valorii N.

În vederea aplicării algoritmului de comandă prezentat, trebuie verificat dacă frecvența de comutare stea-triunghi, exprimată prin $(\Omega_{init} + \Omega_{fin})/4\pi N\nu$, este mai mică decît cele admisibile pentru motorul de acționare și aparatele de conectare folosite. Verificarea este realizabilă prin PADAPT, cu condiția introducerii în program a principalelor caracteristici tehnice ale motorului și aparatelor de conectare utilizabile.

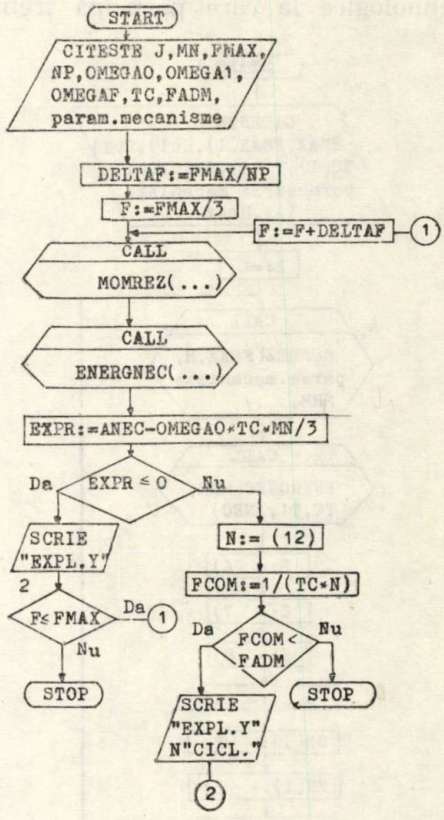


Fig. 3 Programul PADAPT.

Aplicat la presa mecanică cu genunchi de 10 MN, din programul de fabricație al C.U.G. Cluj-Napoca, din programul FADAPT a con-

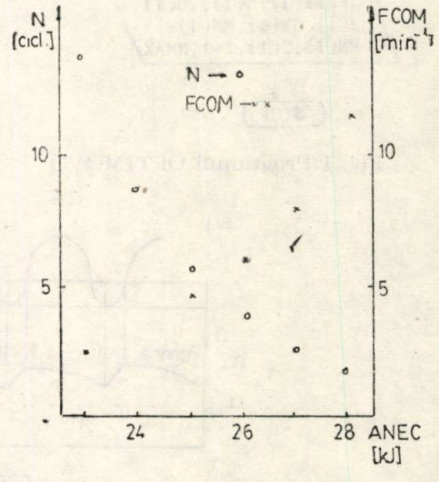


Fig. 4

dus la rezultatele sintetizate în figura 4, care indică posibilitatea utilizării metodei propuse pentru o largă gamă de piese.

Completările care trebuie aduse circuitelor de comandă ale preselor, pentru a putea fi exploatate în modul indicat sînt minime. Soluția din figura 5 reclamă introducerea suplimentară a unui releu de curent. În situația în care,

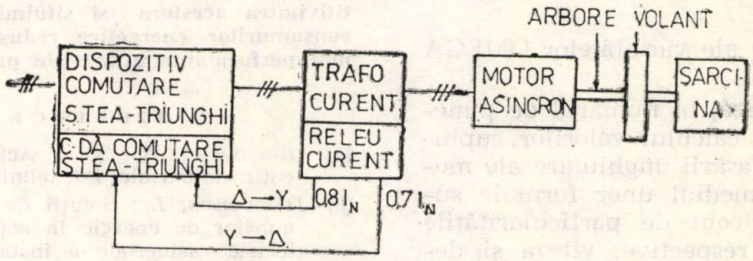


Fig. 5

în timpul exploatării în triunghi a motorului electric, sarcina se micșorează și deci curentul absorbit scade sub valoarea reglată a releului, acesta comandă comutarea în stea ; atunci cînd curentul crește peste valoarea limită admisă în conexiunea stea, se dă comanda pentru reconectarea în triunghi. Soluțiile din figurile 6 și 7 sînt aplicabile la presele mecanice care dispun de contoare de curse și/sau relee centrifugale (traductoare de viteză).

O adaptare și mai bună a puterii electrice de acționare, la valoarea energiei necesare procesului tehnologic, poate fi realizată dacă se utilizează în tandem două motoare electrice de puteri diferite ($P_2 = 2P_1$). Conectarea unuia sau a altuia dintre motoare (eventual funcționarea lor simultană) este decisă pe baza unei analize similare celei făcute anterior.

În ipoteza alimentării motorului electric prin convertor de c.a., adaptarea puterii la sarcină se realizează prin reglarea valorii efective a tensiunii statorice, soluție luată în discuție în [4].

Simularea numerică a funcționării sistemului de acționare electrică. Programul „SIMULSAE"

Studiul riguros al sistemului motor electric- volant- sarcină, în situațiile prezentate anterior, se poate realiza pe baza integrării

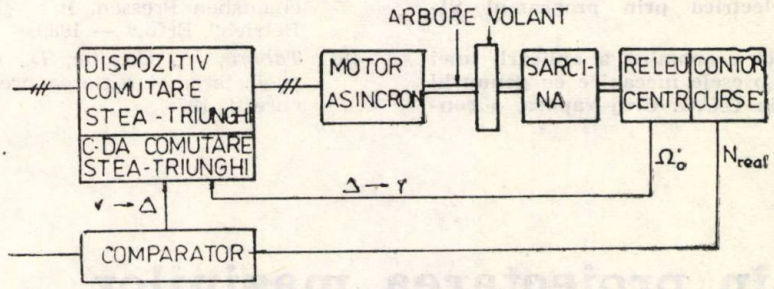


Fig. 6

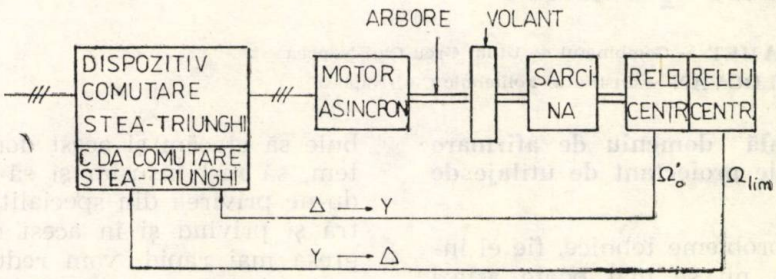


Fig. 7

ecuațiilor de mișcare ale acționării, scrise în mărimi raportate :

$$d\Omega'/d\tau = 2M'_k s_k(1-\Omega')/[(1-\Omega')^2 + s_k^2] - M_R(\alpha) \quad (13)$$

$$d\alpha/d\tau = \Omega' \quad (14)$$

în care $\Omega_b = \Omega_N$, $M_b = M_N$, $T_b = M_N/J\Omega_N$.

Programul SIMULSAE are la bază o subrutină de rezolvare a ecuațiilor diferențiale

prin metoda Runge-Kutta-Gill. Utilizatorul trebuie să furnizeze programului :

— valorile cuplului şi alunecării critice pentru motorul utilizat (M_k, s_k);

— valorile prin care se defineşte prin puncte funcţia $M_R(\alpha)$ şi care se introduc în tabloul M_R;

— valorile iniţiale ale variabilelor OMEGA şi ALFA.

Programul realizează, în numărul de puncte de integrare fixat, calculul valorilor cuplului, ale vitezei şi deplasării unghiulare ale motorului şi, prin intermediul unor formule suplimentare, care ţin cont de particularităţile mecanismelor presei respective, viteza şi deplasarea berbecului.

Concluzii

Lucrarea sintetizează rezultatele cercetărilor întreprinse de colectivul de autori, în direcţia proiectării şi exploatării optime, din punct de vedere energetic a preselor mecanice cu volant. O procedură completă de proiectare trebuie să aibă în vedere dimensionarea optimă a motorului electric şi a volantului cu programul OPTIMOVO, stabilirea condiţiilor de exploatare optimă a presei prin programul PADAPT şi simularea numerică a funcţionării sistemului de acţionare electrică prin programul SIMULSAE.

Calculul de eficienţă economică a aplicării unei asemenea proceduri, la presele mecanice cu genunchi de 10 MN din fabricaţia C.U.G. Cluj-Napoca, a condus la concluzia că, în situaţia exploatării a 10 utilaje la 1/3 din forţa nominală în medie 3600 ore/an, P_{nec} = 10 kw, cos φ = 0,63, economia de energie realizabilă se ridică la peste 50 000 Mwh/an. Rezultă de aici oportunitatea extinderii acestor soluţii la celelalte tipuri de prese mecanice produse de Combinatul de Utilaj Greu Cluj-Napoca, sporind competitivitatea acestora şi situîndu-le — sub aspectul consumurilor energetice reduse — la nivelul celor mai performante utilaje de presaj pe plan mondial.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Braşovean, M., ş.a.* : Acţionări electrice. Aplicaţii industriale. Ed. tehnică, Buc., 1977.

[2] *Dăscălescu, L.* : Soluţii de raţionalizare a consumurilor de energie la acţionarea cu motoare electric asincrone a instalaţiilor cu volant. În : „Realizări şi orientări în A.C.E.E.M., Cluj-Napoca — 1982.

[3] *Moldovan, V., Şaramet, C. C., Dăscălescu, L.* : Metode de raţionalizare a consumurilor de energie la presele mecanice cu volant de fabricaţie indigenă. În : „Realizări şi orientări în fabricarea utilajelor termoenergetice, metalurgice şi de deformări plastice", Cluj-Napoca — 1982.

[4] *Morar, R., Dăscălescu, L., Şaramet, C. C.* : Optimizarea consumurilor energetice la presele mecanice cu volant de fabricaţie indigenă. În : „Ştiinţa modernă şi energia", Cluj-Napoca — 1982.

[5] *Morgenstern, K. H., ş.a.* : Energiesparen an mechanishen Pressen. In : „Fertigungstechnic, und Betrieb", Erfurt — 1980.

[6] *Tabără, V., Catrina, D., Ganea, V.* : Calculul, proiectarea şi reglarea preselor. Ed. tehnică, Bucureşti, 1976.

CZ : 621.001.1

Designul în proiectarea maşinilor de deformat plastic

Ing. Constantin C. **ŞARAMET** — Combinatul de Utilaj Greu Cluj-Napoca

Prof. dr. ing. Virgil **MOLDOVAN** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca

Estetica industrială domeniu de afirmare a inginerului mecanic proiectant de utilaje de deformat plastic

Un specialist în probleme tehnice, fie el inginer sau tehnician, nu se mai poate astăzi închista într-un cîmp îngust de activitate, cu toată specializarea care se impune. Unul din aspectele muncii inginereşti, indiferent de specializarea de bază, este cunoaşterea factorului uman, în toată complexitatea relaţiilor om-maşină sau om-sistem. Evoluţia actuală a societăţii nu mai permite ignorarea de către inginer a acestei probleme.

Estetica industrială constituie, prin esenţa ei, o sinteză a factorilor — artă — om — tehnică. Dacă dorim să proiectăm produse care să satisfacă cele patru condiţii fundamentale util — frumos — funcţional — economic, trebuie să atacăm şi acest domeniu, să-l cunoaştem, să ni-l însuşim şi să-l aplicăm. Ridicîndu-ne privirea din specialitatea strictă a noastră şi privind şi în acest domeniu, vom progresa mai rapid, vom reduce decalajul care mai există încă între produsele noastre şi cele străine, în special în privinţa formei şi finisajului.

Să nu uităm că vocaţia naturală a inginerului este o vocaţie de creaţie, deşi de multe ori inginerul nu este suficient de conştient de acest rol al său, de creator. În timp ce un artist „simte" că creează, cum arată Paul Valery, inginerul face parte de multe ori dintre cei care creează fără să ştie. Acest lucru se întîmplă deoarece inginerului îi place foarte rar să filozofeze, adică îi place foarte rar, să gîndească propria sa gîndire, „penser sa propre pensée".

Estetica industrială sau designul constituie, pentru orice inginer, un domeniu de convergență a unor cunoștințe din diferite discipline pe care le studiază ca matematică (în special, teoria informațiilor și cibernetică), desen, ma-

(cunoașterea pieții). Cunoștințe disparate din domenii diferite (organe de mașini, mecanisme, tratamente și acoperiri) sînt reunite în această nouă disciplină, oferind inginerului o imagine completă, de ansamblu, a ceea ce

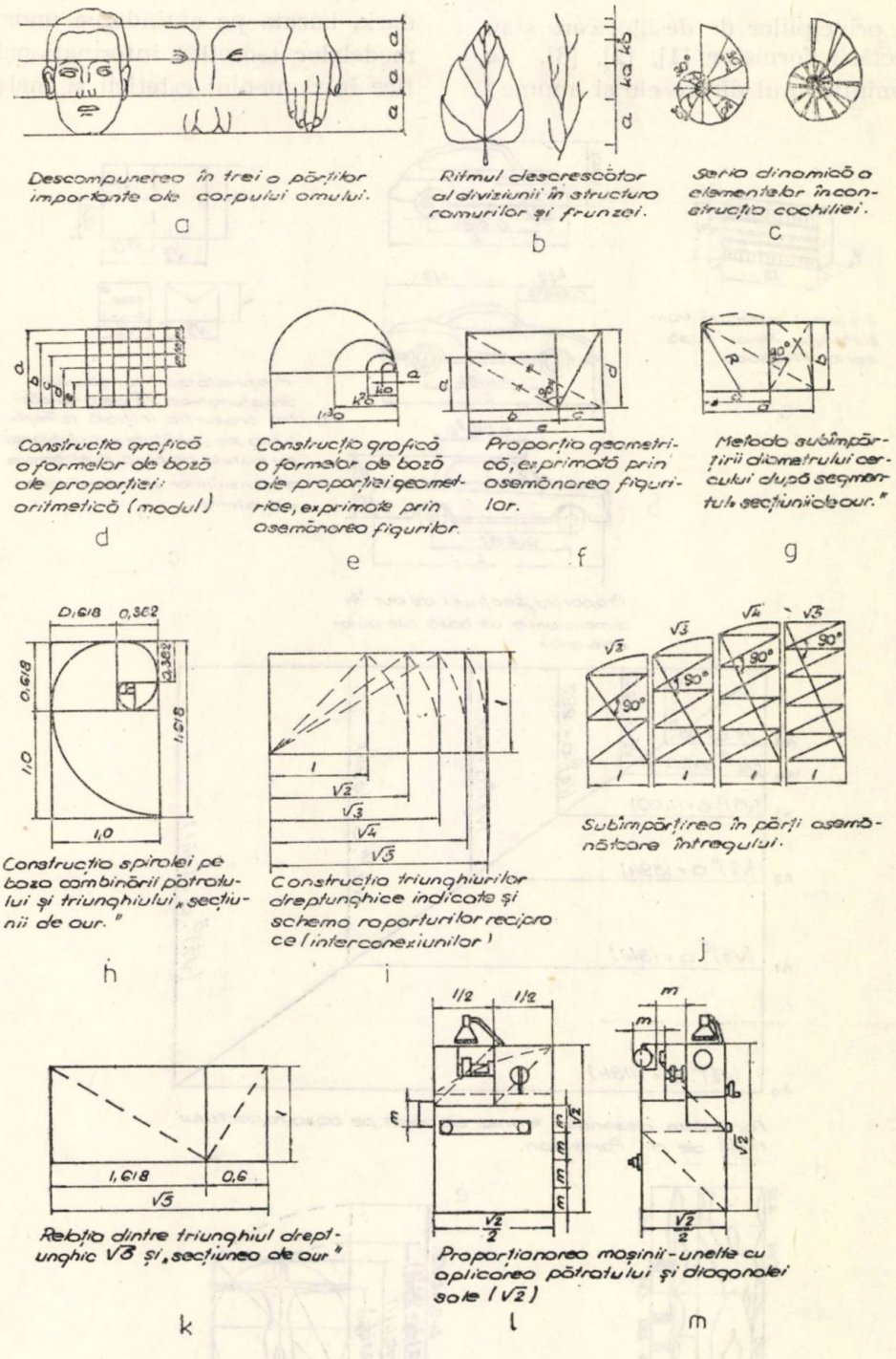


Fig. 1

teriale și tehnologia materialelor și organe de mașini, la care se mai adaugă cunoștințe de ergonomie, psihologie experimentală (industrială), sociologie, istoria artelor și marketing

vrea să însemne compunerea unei mașini din elemente atît de eterogene. Inginerul tinde să se specializeze azi pe verticală, intrînd profund în cunoașterea specialității sale, în timp ce

designer-ul (inginerul proiectant — estetician) operează pe orizontală, legînd într-un fel unele discipline, care nu cad în preocupările sale directe.

Construcția formei prin metode matematice

Din cadrul principiilor de design, care stau la baza proiectării formelor [1], [2], [3], se impune a fi amintit unul dintre ele și anume : **în aprecierea esteticului unui produs să se apeleze din ce în ce mai mult la metode matematice ajunse la un stadiu avansat de perfecționare.** Amintind aici metoda matematică de determinare a coeficientului estetic („asthetishes Mass") a lui Birkoff- Rittel — Bodack, bazată pe extinderea unor proncipii ale modelelor teoretice informaționale și cibernetice în domeniul esteticii și metoda complexi-

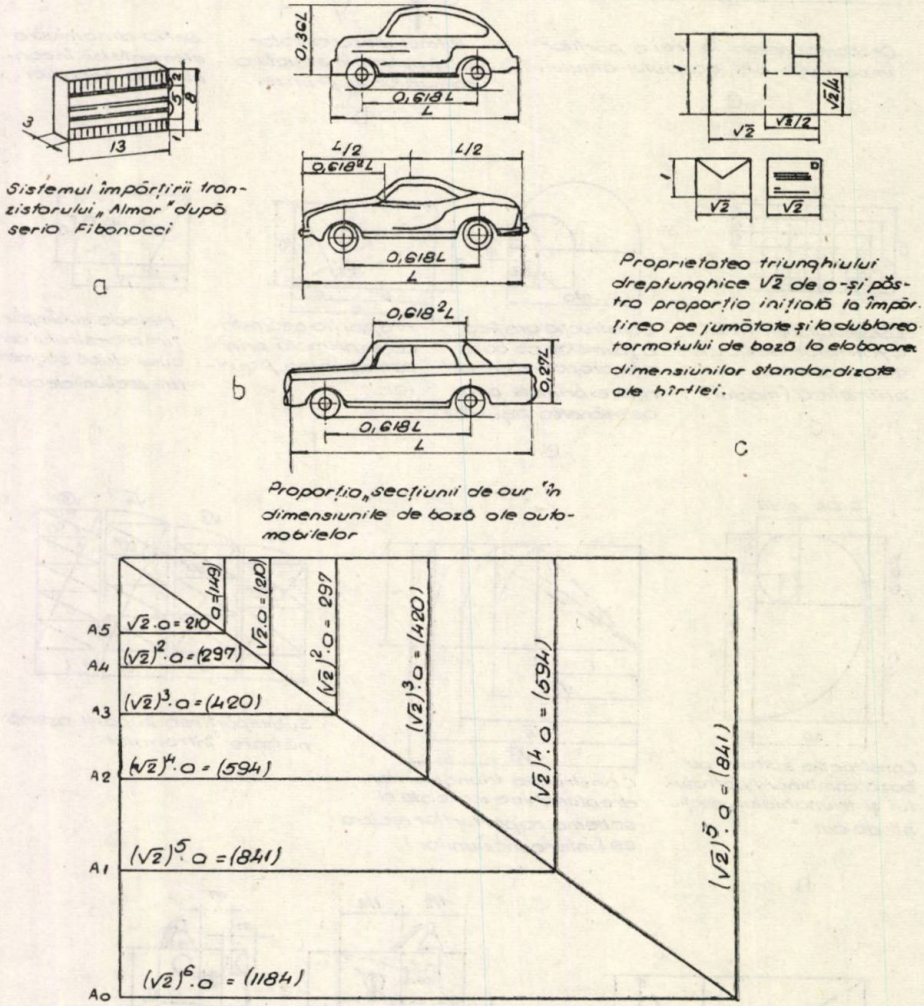
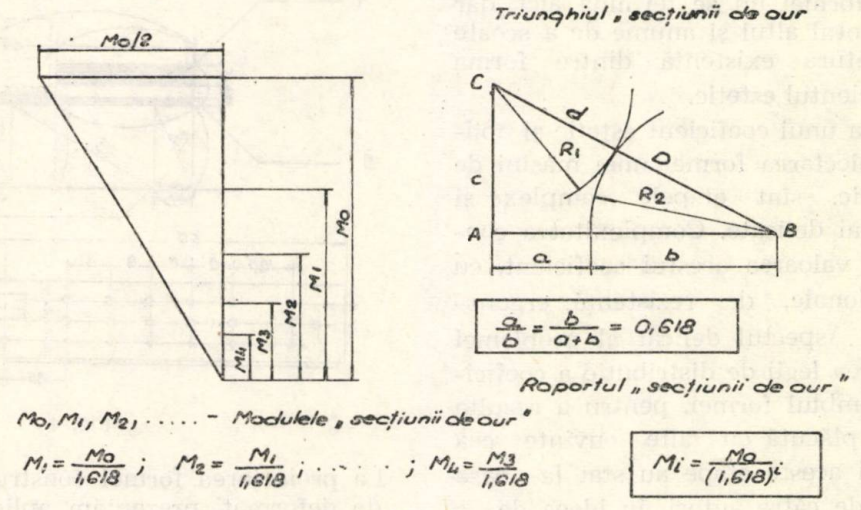


Fig. 2

lor de indici, elaborată de şcoala sovietică de estetică industrială prin Fedorov, Svab, Spectolov şi Fişev, precum şi cehul Pavelka [5].

Pentru a defini în continuare coeficientul estetic, pornim de la cîteva elemente de bază

porţionalităţii acţionează şi aici. În nici un caz proporţionalitatea formei, armonia construcţiei nu trebuie să se prezinte sub forma mijloacelor „cosmetice" care înfrumuseţează forma şi sînt destinate efectului exterior.



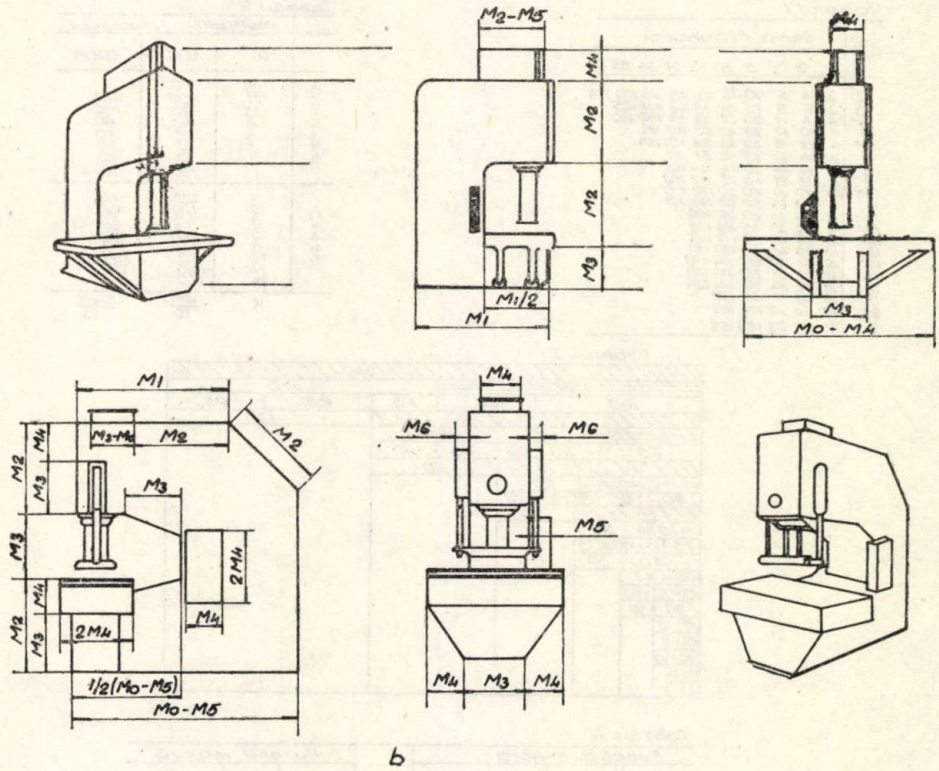


Fig. 3

care stabilesc substratul obiectiv al existenţei acestui coeficient. În figurile 1 a, b, c, se poate vedea că proporţia, ritmul şi scara trebuie să corespundă cu o construcţie raţională.

Deşi, crearea produselor industriale se realizează şi după alte legi, totuşi principiul pro-

Prin aplicarea unor metode cunoscute din calculul geometric, sau aplicarea unor mărimi iraţionale, se pot obţine diferite forme exterioare în diferite proporţii (fig. 1, d, e, ... k) în figurile 1, e şi 2 a, b, sînt redate proporţii aplicate în domeniul produselor industriale.

Schema lui Le Corbusier [4], (fig. 2, e) demonstrează interdependența dimensiunilor de lungime cu dimensiunile corpului uman „modulouel". Același lucru se poate vedea în figura 2, f, după seveler.

Design-șirul rapoartelor matematice de determinare a formei nu se termină aici, dar scopul este cu totul altul și anume de a scoate în evidență legătura existentă dintre forma mașinii și coeficientul estetic.

Determinarea unui coeficient estetic și aplicarea lui în proiectarea formei unei mașini de deformat plastic, sînt etapele complexe și totodată cele mai delicate. Complexitatea constă în a corela valoarea acestui coeficient, cu condițiile funcționale, de rezistență, ergonomice, NTS etc. Aspectul delicat al problemei constă în alegerea legii de distribuție a coeficientului pe ansamblul formei, pentru a rezulta forma cea mai plăcută cu alte cuvinte cea estetică. Tocmai aceste etape au stat la baza sudiilor făcute de către autori, în ideea de a stabili o metodă de proiectare a mașinilor după criterii complexe, ținînd cont de criterii, estetice.

Funcția-modul, creatorul formelor noi estetice

Modulul este un raport determinat după unul din criteriile arătate în capitolul anterior.

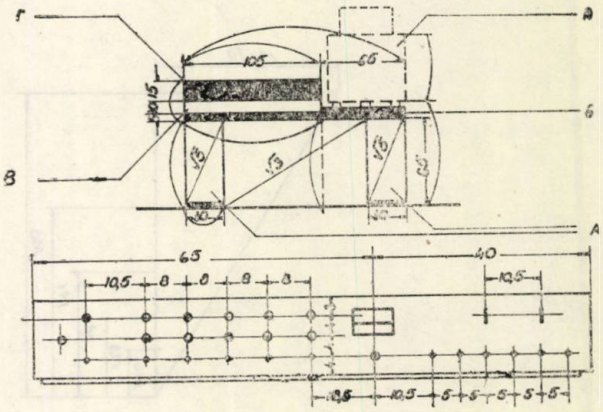


Fig. 4

La proiectarea formei constructive a utilajelor de deformat, prezentăm aplicarea a două criterii și anume „secțiunea de aur" și seria Fibonacci [6]. În figura 3 este redată metoda de calcul a modulului „secțiunii de aur" și

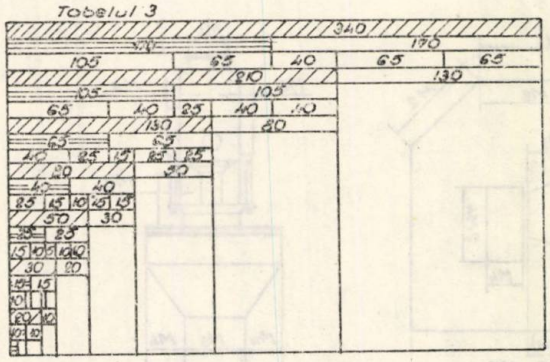
Tabelul 1

Nr. crt.	Modul	Seria Fibonacci									
		1	2	3	5	8	13	21	34	55	89
2	2	4	6	10	16	26	42	68	110	178	
3	3	6	9	15	24	39	63	102	165		
4*	4	8	12	20	32	52	84	136	220		
5	5	10	15	25	40	65	105	170			
6*	6	12	18	30	48	78	126	204			
7	7	14	21	35	56	91	147				
8	8	16	24	40	64	104	168				
9	9	18	27	45	72	117	189				
10*	10	20	30	50	80	130	210				
11	11	22	33	55	88	143	231				
12	12	24	36	60	96	156					
13	13	26	39	65	104	169					
14	14	28	42	70	112	182					
15	15	30	45	75	120	195					
16*	16	32	48	80	128	208					
17	17	34	51	85	136	221					
18	18	36	54	90	144	234					
19	19	38	57	95	152						
20	20	40	60	100	160						
21	21	42	63	105	168						

Tabelul 2

	Multipli	Modulului	
	k	kM	2kM
Seria Fibonacci	39	170	
	21	105	210
	13	65	130
	8	40	80
	5	25	50
	3	15	30
	2	10	20
	1	5	10
Seria 0,5	1	0,5	1,0
	2	1,0	2,0
	3	1,5	3,0
	5	2,5	5,0
	8	4,0	8,0
	13	6,5	13,0
	21	10,5	21,0
	34	17,0	
	k	$\frac{kM}{10}$	$\frac{2kM}{10}$

Tabelul 3



Tabelul 4

Funcția minoră					Funcția majoră			
$\sqrt{5}$	$\sqrt{4}$	$\sqrt{3}$	$\sqrt{2}$	1	$\sqrt{2}$	$\sqrt{3}$	$\sqrt{4}$	$\sqrt{5}$
75	85	100	120	170	240	300	340	380
45	55/50	60	75/70	105	150	185	210	235
30	30/35	40	45	65	90/95	115	130	145
	20	25	30	40	60	70	80	90
		15	20	25	35	45	50	55
				15	20	25	30	35
				10			20	
				5			10	

aplicarea la o presă hidraulică. Aplicarea acestor module nu este în mod întîmplătoare, ci ține cont de o serie de reguli bine stabilite [1], [2], cum sînt : nr. maxim de module admis, nr. de module maxim ce pot fi grupate, etc.

Figura 4 și tabelul 1 cuprind „modúlele" generate de seria Fibonacci. Se observă că înlănțuirea a două modúle dau valoarea modúlului următor și nu rezultatul unui nou modúl ca în cazul „secțiunii de aur". Multiplii crescători și descărcători ai modúlului sînt redați în tabelul 2. Modul de compunere a seriei noi de module se găsesc în tabelul 3, iar tabelul 4, funcțiile minore și majore ale seriei

Pe baza studiilor făcute, s-a stabilit legătura elementelor de bază, indispensabile procesului de proiectare, respectiv a condițiilor de rezistență — funcționalitate, ergonomice etc, cu cele de design, sub forma unor funcții matematice numite „funcții modúl".

Formele generale sub care se prezintă aceste funcții modul sînt [1, 2].

$$M_0 = f(x) = g(F_n) = h(E_d), \quad (1)$$

pentru cazul cînd se aplică modulul „secțiunii de aur" și :

$$M_i = F(x) = G(F_n) = H(E_d), \quad (2)$$

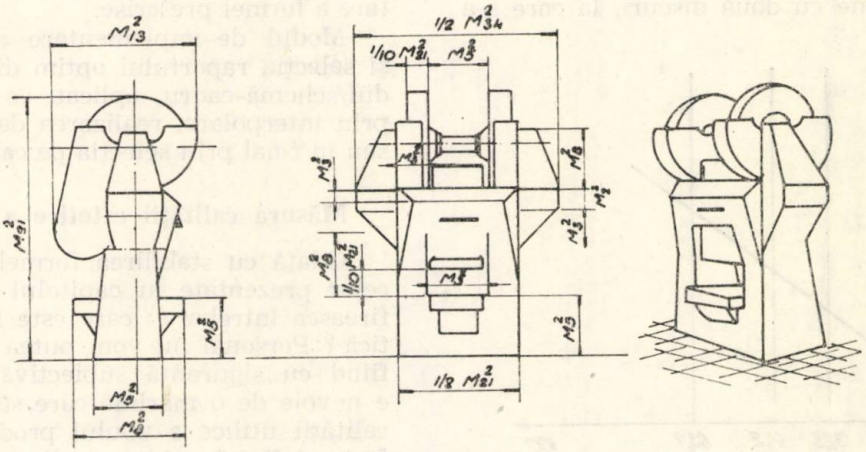


Fig. 5 a Funcția modul (după seria Fibonacci) și schema cadru aplicate la o presă mecanică cu șurub cu fricțiune, cu două discuri de acționare.

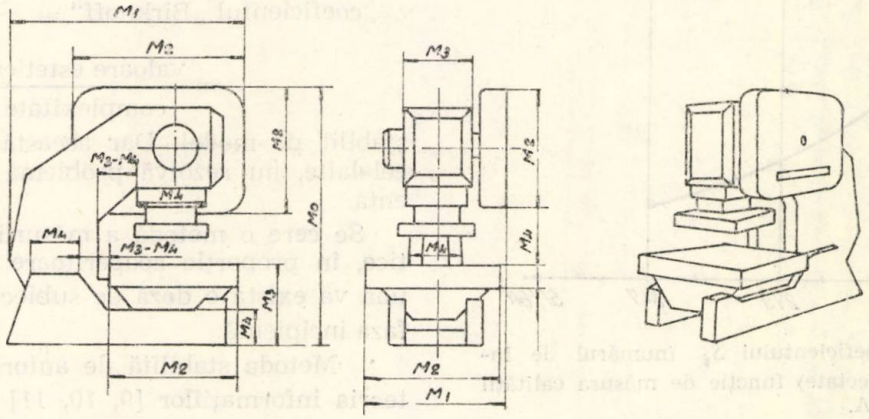


Fig. 5 b Funcția modul (după secțiunea de aur) și schema cadru, aplicate la o presă mecanică cu excentric cu batiu înclinabil.

generate prin rapoarte iraționale. Figura 5 reprezintă aplicarea modúlelor generate de seria Fibonacci, pe un automat electronic.

Observînd evoluția modúlelor în cadrul seriei Fibonacci, se poate constata că o parte din criterii se regăsesc în această serie, ca de exemplu „funcția secțiunii de aur".

cînd se aplică modúlul „seriei Fibonacci".

În relațiile (1) și (2) s-a notat cu :

x = parametrul de baza al mașinii de deformat plastic ;

F_n = forța nominală dezvoltată pe mașină ;

E_d = energia de deformat dezvoltată de mașină.

Funcțiile modúl s-au stabilit pentru fiecare tip de utilaj de deformare plastică, funcție de gama de tipodimensiuni standardizate (1), (2).

Între parametrul de bază al mașinii și valoarea modúlului există o strînsă legătură. Se observă că pentru orice îmbunătățire tehnică aplicată elementului x rezultă o nouă valoare a modulúlui, deci o nouă valoare estetică.

Dacă funcția modúl (1) generează o dimensiune, în schimb funcția (2) generează o serie de dimensiuni ce dă o libertate în aplicarea modúlului.

În figura 5 se arată modul de aplicare a funcțiilor modúl. În cazul (a) avem o presă cu șurub cu fricțiune cu două discuri, la care s-a aplicat funcția modul după seria Fibonacci, iar în cazul (b), în mod identic, pentru o presă mecanică cu execuție cu batiul înclinabil, unde funcția modúl este generată de „secțiunea de aur".

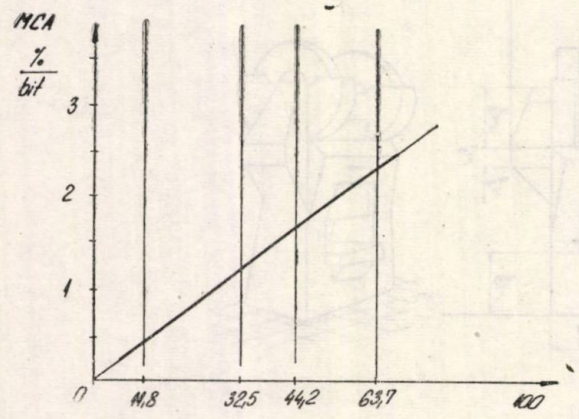


Fig. 6 a Variația coeficientului A_s (abundența structurii) funcție de măsura calității estetice MCA.

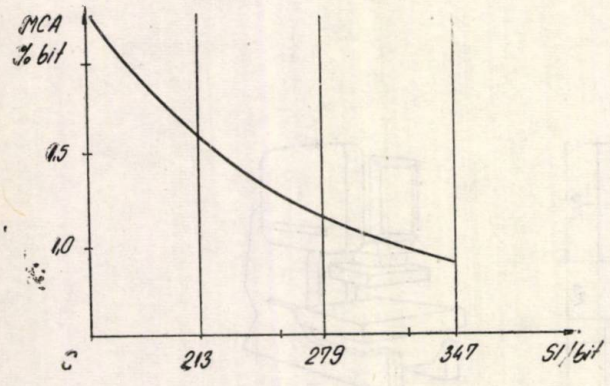


Fig. 6 b Variația coeficientului S_i (numărul de informații selectate) funcție de măsura calității estetice MCA.

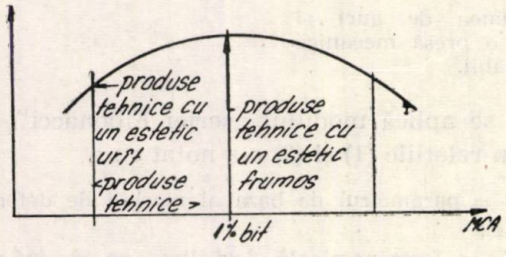


Fig. 6 c Intervalul în care trebuie să se găsească noul produs ca măsură a calității estetice

Trebuie menționat de la bun început faptul că autorii au stabilit, pe baza studiilor făcute, scheme-cadru de dispunere a modúlelor. Aceste scheme cadru nu sînt rigide și ele s-au stabilit pentru a arăta modul de aplicare a funcției modul (fig. 3 și fig. 5).

Aplicarea funcției modúl și stabilirea schemei-cadru se face ținînd cont de condițiile ergonomice și NTS impuse. În final, se realizează suprapunerea tuturor condițiilor de proiectare a formei prescrise.

Modul de implementare a funcției modul și selecția raportului optim dintre funcția modul/schemă-cadru, aplicat, se poate determina prin interpolare, realizarea de imagini hibride, sau în final prin selecția pe calculator.

Măsura calității estetice a noului produs

Odată cu stabilirea formelor noi, pe baza celor prezentate în capitolul precedent, apare firească întrebare : care este forma nouă estetică ? Personal nu vom putea lua o decizie, ea fiind cu siguranță subiectivă. Pentru aceasta e nevoie de o mărime care să dea o măsură a calității utilice a noului produs. Desigur, a fost definită — în multe variante — [7, 8] măsura calității estetice. Un exemplu poate fi, în acest sens, ideea lui Birkhoff, el stabilind coeficientul care-i poartă numele și care are forme :

$$\text{coeficientul „Birkhoff"} = \frac{\text{beneficiu}}{\text{efort}} = \frac{\text{valoare estetică}}{\text{complexitate}}$$

stabilit pe model. Dar această metodă, ca și celelalte, nu rezolvă problema în faza incipientă.

Se cere o metodă a măsurii calității estetice, în proporție acoperitoare, fiindcă totdeauna va exista o doză de subiectivism, încă din faza incipientă.

Metoda stabilită de autori se bazează pe teoria informațiilor [9, 10, 11] și măsura calității estetice *MCA* se definește ca :

$$MCA = \frac{AS}{SI} = \frac{\text{abundența structurii}}{\text{selecția informației}} \left[\frac{\%}{\text{bit}}\right]$$

unde :

AS — este abundența structurii în [%] ;

pentru $AS = 0$ — avem o dispunere haotică a modulelor ;

$AS = 100\%$ — cel mai banal (clasic) angajament al modulelor ;

SI — numărul de informații selectate [bit].

Pentru un angajament oarecare al modulelor pe o presă cu șurub avem diagramele de variație a coeficienților *AS* și *SI*, funcție de *MCA*, precum și stabilirea intervalului de bit, pentru care *MCA* este maxim (fig. 6).

Desigur, pentru stabilirea măsurii calității estetice a noului produs, se cere o aplicare pe calculator în vederea obținerii de soluții cît mai noi și mai spectaculoase [12].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Saramet, C. C.*: Proiectarea mașinilor după criterii de design-metode de calcul de proiectare a mașinilor de forjat, utilizînd simultan criteriile: funcțional, de rezistență, design și ergonomie — SIMPOZION, BRAȘOV, 8—9 mai 1981.

[2] *Moldovan, V., Șaramet, C. C.*: Metodă complexă de proiectare a utilajelor de deformare plastică ținînd cont de coeficientul estetic — SIMPOZION 11—21 noiembrie, CLUJ-NAPOCA, 1981.

[3] *Șaramet, C. G.*: Estetica industrială, convergență inevitabilă și necesară a tehnicii și artei. Estetică industrială nr. 5 București, 1971.

[4] *Le Corbusier*: The Modular — Harward, University Press, Cambridge, 1956.

[5] *Iohanek, T.*: Technicka estetika a kultura strojirestvy chvyrebku, Praha, 1965.

[6] *Bodack, K. D.*: Aesthetic measurment and subjective evaluation of visual objects, University of California, Berkeley, 1967.

[7] *Birkhoff, G.*: A mathematical theory of aestetics. The Rice Institute pamphlet, 1932.

[8] *Birkhoff, G.*: On drawings composed of uniform straight lines. Journal de Mathematique XIX. 3, 1940, New York.

[9] *Attheave, F.*: Applications of information theory to psychology, Nolt, Rinerhart and Winston, New-York, 1959.

[10] *Attheave, F.*: Some informational aspects of visual perception Psych. Review — 1954.61.

[11] *Moles, A. A.*: Uber Konstruktronelle und instrumentelle komplexitat, Grimdlagenstudieu aus Kybernetik und Geistewiesenschaft; Band 1; Verlag Schnelle, Quickborn (RFG), 1960.

[12] *Cristuțiu, Vl.*: Introducere în utilizarea calculatorului pentru studiul formei în design, Design nr. 2 — București, 1980.

CZ : 621.642

Calculul volumului instantaneu al fluidelor în rezervoarele cilindrice orizontale cu funduri elipsoidale sau sferice

Ing. Dorel **ORNESCU**, subing. Voicu **ALMAȘIANU** — I.C.S.I.T.P.S.C., fil. Cluj-Napoca

Construcția acestor rezervoare este clasică, ele fiind cilindrice din considerente de rezistența materialelor, cu funduri elipsoidale, sferice sau conice (poziția de lucru fiind cea orizontală).

Parametrul caracteristic al rezervorului este volumul, care se calculează conform metodologiei uzuale de dimensionare, în funcție de cerințele instalației deservite.

Avînd la dispoziție valoarea calculată a volumului necesar de fluid, cît și variația acestuia în timpul unui ciclu de lucru, se poate trece la proiectarea constructivă a rezervorului, ținîndu-se cont de dimensiunile fundurilor ambutisate, aflate în fabricație curentă la diferite întreprinderi din țară (I.M.M.R. „16 Februarie" Cluj-Napoca, I.U.C. Făgăraș etc.), de dimensiunile de gabarit impuse de amplasament și de criterii estetice.

Pentru realizarea proiectului de execuție a rezervorului și implicit amplasarea aparatelor de măsură și control (semnalizator magnetic de nivel, traductori de temperatură și presiune) apare necesitatea cunoașterii volumului instantaneu al fluidului, funcție de înălțimea h, care este cota dintre axa longitudinală a rezervorului și nivelul lichidului. În figura 1 este redată schema unui rezervor cilindric orizontal cu funduri elipsoidale.

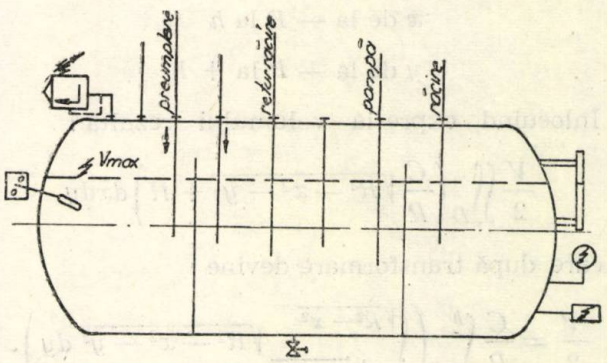


Fig. 1

Parametrii geometrici de calcul ai rezervorului sînt :

— R — raza virolei ;
— C — semiaxa elipsei fundului ;
— L — lungimea virolei ;
— h — înălțimea instantanee a lichidului măsurată de la axa longitudinală a rezervorului.

Stabilirea parametrilor R și L se face pe baza considerentelor expuse anterior, iar parametrul C este funcție de fundul ales.

Formula de calcul al volumului rezervorului se deduce din dublul volumului cilindro-

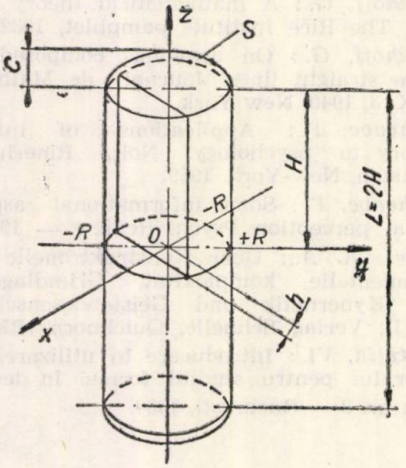


Fig. 2

idului, (fig. 2), dat de integrala dublă pe domeniul D :

$$\frac{V}{2}\iint_D f(x, y)\, d\, x\, dy$$

unde :

$$f(x, y) = z = \frac{C}{R}\sqrt{R^2 - x^2 - y^2} + H$$

se deduce din ecuația elipsoidului.

Domeniul D este dat de ecuația cercului, variabilele fiind :

$$x \text{ de la } -R \text{ la } h$$

$$y \text{ de la } -R \text{ la } +R$$

Înlocuind expresia volumului rezultă :

$$\frac{V}{2}\iint_D\left(\frac{C}{R}\sqrt{R^2 - x^2 - y^2} + H\right)dxdy$$

care după transformare devine :

$$\frac{V}{2} = \frac{C}{R}\int_{-R}^{h}\left(\int_{-\sqrt{R^2-x^2}}^{\sqrt{R^2-x^2}}\sqrt{R^2 - x^2 - y^2}\,dy\right)\cdot$$

$$\cdot dx + H\int_{-R}^{h} dx\int_{-\sqrt{R_2-x^2}}^{\sqrt{R^2-x^2}} dy$$

După introducerea substituției :

$$y = \sqrt{R^2 - x^2}\cdot t \text{ și}$$

$$dy = \sqrt{R^2 - x^2}\cdot dt$$

avem :

$$\frac{V}{2} = \frac{C}{R}\int_{-R}^{h}\left[(R^2 - x^2)\int_{-1}^{+1}\sqrt{1 - t^2 dt}\,\right]dx +$$

$$+ 2H\int_{-R}^{h} dx\int_{0}^{\sqrt{R^2-x^2}} dy$$

După aplicarea succesivă a substituțiilor :

$$t = \sin S$$

$$x = R \sin t$$

și rezolvare rezultă :

$$\frac{V}{2} = \frac{\pi}{2}\frac{C}{R}\left[R^2\cdot x\Big|_{-R}^{h} - \frac{1}{3}x^3\Big|_{-R}^{h}\right] +$$

$$+ HR^2\left(\frac{\pi}{2} + \arcsin\frac{h}{R} + \frac{h}{R^2}\sqrt{R^2 - h^2}\right)$$

După rezolvare și aranjarea termenilor se obține formula de calcul a rezervorului cilindric cu funduri elipsoidale.

$$V = \pi\frac{C}{R}\left[R^2(h+R) - \frac{1}{3}(h^3 + R^3) + LR^2\cdot\right.$$

$$\left.\cdot\left(\frac{\pi}{2} + \arcsin\frac{h}{R} + \frac{h}{R^2}\sqrt{R^2 - h^2}\right)\right]$$

Expresia de calcul al volumului funcție de h s-a programat în Fortran și limbaj de asamblare pe calculatorul de buzunar TI 59.

Proiectarea propriu-zisă decurge în două etape.

În prima fază, ținînd cont de restricțiile impuse rezervorului, se stabilesc prin tatonări valorile parametrilor R, C și L. În formula volumului, egalînd $h = R$, se determină volumul total al rezervorului, cu observația că $V_{tot} > V_{util}$. Prin modificarea convenabilă a acestor parametri, se stabilesc dimensiunile de gabarit optime.

În etapa a doua a proiectării, prin rularea programului, în una din variantele puse la dispoziție, se determină volumul instantaneu al fluidului funcție de „h" (pentru $h = 0, 1, 2 \ldots R$).

Volumul maxim și minim al fluidului din rezervor, fiind cunoscute din calculul preliminar, se poate stabili amplasarea aparatelor de măsură și control.

CZ : 621.974

Considerații asupra soluțiilor de asamblare prin fretare a pistonului cu tija ciocanelor de forjat

Ing. Mihai **BĂLȚATU** — I.C.M. Reșița

Rolul funcțional deosebit pe care îl are ansamblul piston-tijă-berbec, în construcția ciocanelor de forjă, a făcut ca literatura de specialitate [1], [3], [4], [5], [6] să acorde o atenție sporită fenomenelor legate de funcționarea acestor organe de mașini, prezentînd diferite soluții de asamblare piston-tijă, precum și elemente specifice de calcul.

Ansamblul piston-tijă este prezentat fie, realizat prin fretarea pistonului cu tija pe suprafața cilindrică (fig. 1, a) cu variantele **1-a**$_1$ și **1-a**$_2$ sau pe suprafață conică (fig. 1, b) cu variantele **1-b**$_1$, **1-b**$_2$, **1-b**$_3$, fie realizate în construcție monobloc (fig. 1, c).

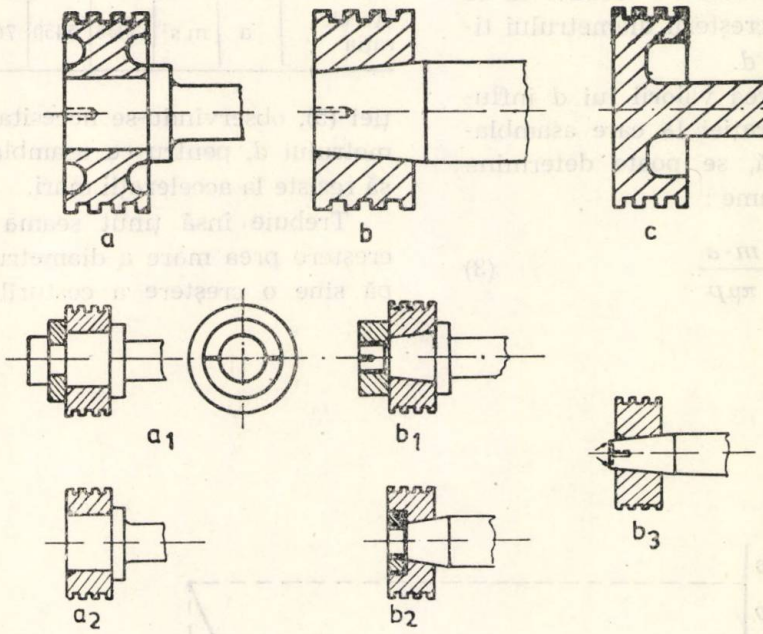


Fig. 1

S-a ajuns la o varietate de soluții, mai mult sau mai puțin eficiente, dar care au încercat să rezolve problemele multiple existente în zona asamblării și care generau desprinderea pistonului de pe tijă.

În acest articol se prezintă influența unor factori asupra valorii rezistenței asamblării prin fretare în momentul impulsului, cînd părțile căzătoare sînt decelerate brusc și în perioada de revenire a lor, precum și soluția practică ce conduce la creșterea acestei rezistențe.

Pentru asamblarea, prin fretare pe suprafața cilindrică, a pistonului cu tija, soluție frecvent utilizată datorită simplității ei, condiția lipsei de deplasare a pistonului față de tijă se exprimă [6] cu inecuația :

$$S \cdot p \cdot \mu > m \cdot a \qquad (1)$$

în care :

s = suprafața de așezare piston-tijă ;
p = presiunea dintre piston și tijă ;
μ = coeficient de frecare ;
m = masa pistonului ;
a = accelerația maximă la impact.

Folosind notația din figura 2 și anume :

d = diametrul interior al pistonului ;
D = diametrul exterior al pistonului ;
l = lungimea suprafeței de așezare.

Putem scrie relația (1) astfel :

$$l \cdot d > \frac{m \cdot a}{\pi \mu p} \qquad (2)$$

Întrucît accelerația maximă la impact a are valori foarte ridicate, cuprinse între 7500—

20.000 m/s², pentru ca inecuația (2) să se păstreze trebuie ca produsul $l\,d$ să fie, de asemenea, foarte mare, în condițiile asigurării unei presiuni de fretaj p, mai mică decît o valoare admisă dată pa ($p \leqslant pa$).

Pentru o anumită mărire de ciocan, creșterea valorii lui l nu este recomandată, deoarece atrage după sine creșterea masei pistonului cu

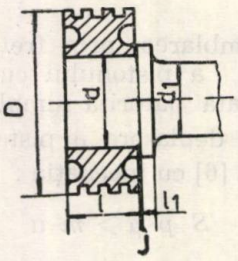


Fig. 2

toate consecințele negative care decurg din aceasta. Rezultă că produsul $l\,d$ trebuie să se mărească doar pe baza creșterii diametrului tijei în zona de asamblare d.

Felul în care creșterea valorii lui d influențează valoarea accelerației la care asamblarea prin fretare rezistă, se poate determina luînd cazul limită și anume :

$$l \cdot d = \frac{m \cdot a}{\pi \mu p} \qquad (3)$$

Admițînd că :

$$m = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot l \cdot \gamma \text{ și } p = p_a$$

relația (3) se poate scrie astfel :

$$a = \frac{4\mu p a}{\gamma} \cdot \frac{d}{D^2 - d^2} \qquad (4)$$

Pentru cazul particular al unui ciocan matriță de 80 kj, $D = 400$ mm, $p_a \cong 30$ daN/mm² și $\mu = 0{,}3$, relația (4) se scrie astfel :

$$a = 4586 \frac{d}{0{,}16 - d^2} \quad [\text{m/s}^2] \qquad (5)$$

Cu ajutorul datelor din tabelul 1, în figura 3 se prezintă reprezentarea grafică a funcției (5), observîndu-se necesitatea creșterii diametrului d, pentru ca asamblarea prin fretare să reziste la accelerații mari.

Tabelul 1

Diametru	d	m	0,1	0,16	0,2	0,25	0,27	0,3
Accelerația	a	m/s²	3045	5459	7643	11759	14216	19654

Trebuie însă ținut seama de faptul că o creștere prea mare a diametrului d atrage după sine o creștere a costurilor de producție.

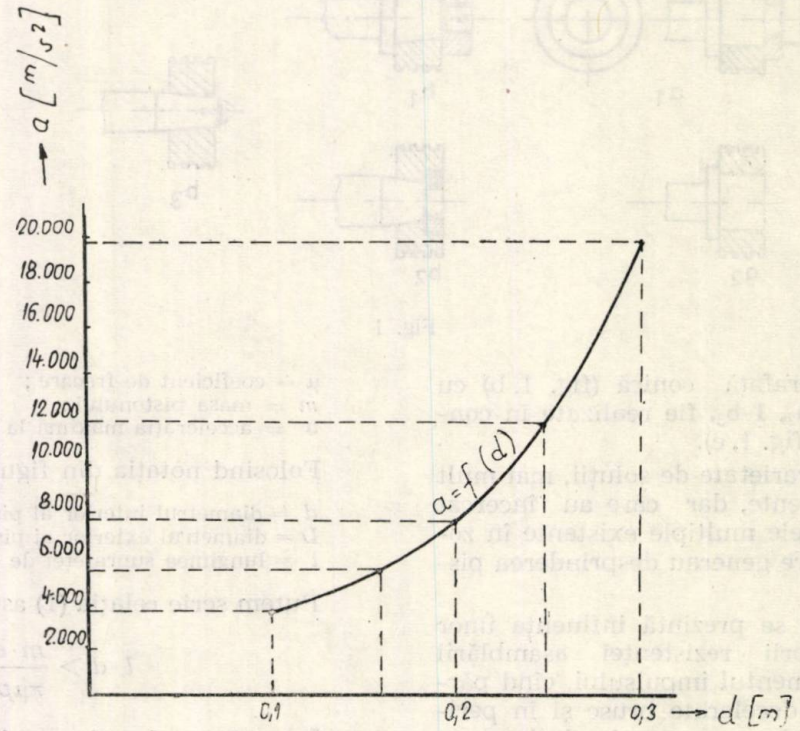


Fig. 3

Influența creșterii diametrului d asupra greutății tijei și pistonului ciocanului de 20 kj este prezentată în diagrama din figura 4.

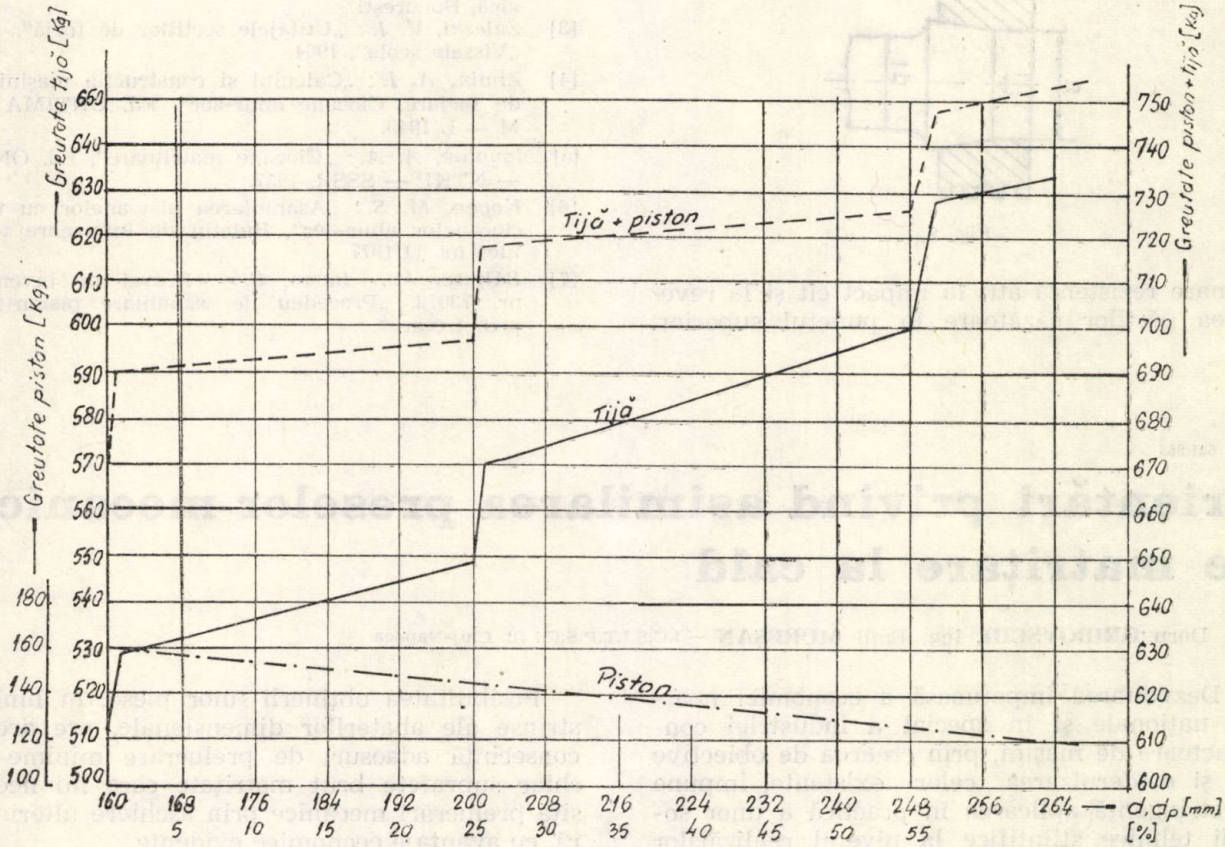


Fig. 4

Din figura 4 rezultă că nu este economică, pentru această mărime de ciocan, depășirea diametrului $d = 200$ mm, ceea ce corespunde unei valori de creștere limită egală cu 25%.

Deoarece această creștere a diametrului d cu maximum 25% nu conferă asamblării prin fretare rezistența reclamată de accelerația maximă la impact (14.000 m/s² pentru ciocan matriță de 20 kj), s-a trecut la soluția de asamblare pe suprafață cilindrică cu prag drept de lungime l_1, așa cum rezultă din figura 2, sau soluția de asamblare pe suprafață conică.

Asamblarea prin fretare pe suprafață conică (fig. 1, b) are dezavantajul că nu rezistă suficient la solicitarea ce apare în perioada de revenire în poziție superioară a părților căzătoare. Fretarea pe suprafață conică cu ștemuire la cald figura 1-b_3 se aplică cu rezultate mai bune, ștemuirea fiind însă o operație dificilă și pretențioasă.

Fretările cu asigurarea pieselor contra desfacerii cu o piuliță (fig. 1-b_2-b_1) creează concentrări de eforturi în zona piuliței, ceea ce duce la ruperea părții filetate a tijei.

În cazul asamblării prin fretare a pistonului pe o suprafață cilindrică cu un prag drept spre berbec (fig. 1 a-a_1-a_2), destrîngerea apare datorită contracției axiale care însoțește contracția radială a pistonului în timpul fretării, introducînd un joc între pragul drept al tijei și butucul pistonului, joc care permite deplasarea pistonului în momentul impactului (fig. 2).

Valoarea jocului j se determină cu relația:

$$j = \frac{1}{2} \alpha 1 \Delta t$$

în care:

α = coeficient de dilatare;
Δt = diferența de temperatură.

Această valoare depinde de l și deci de mărimea ciocanului și este cuprinsă între limitele următoare $j = 0{,}15$—$0{,}55$ mm.

Folosind rezultatele cercetărilor de mai sus, s-a putut trece la o soluție nouă [7] aplicată cu succes la Întreprinderea de Construcții de Mașini Reșița, soluție prezentată în figura 5.

Potrivit acesteia, pistonul este fretat pe o porțiune cilindrică a tijei de diametru $d = 1{,}2\ d_1$, completată spre berbec cu un prag

conic, asigurînd o contracție la fretare fără apariția unui joc, soluție ce conferă asamblării

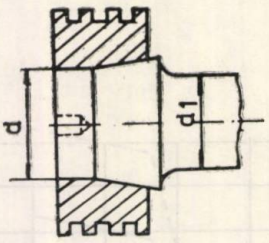


Fig. 5

o mare rezistență atît la impact cît și la revenirea părților căzătoare în punctul superior.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Moldovan, V.* : „Utilaj pentru forjare-matrițare", 1960, Institutul Politehnic Cluj-Napoca.

[2] *Buzdugan, Gh.* : „Culegere de probleme din Rezistența materialelor", Ed. Didactică și Pedagogică, București.

[3] *Zaleski, V. I.* : „Utilajele secțiilor de forjă", Ed. „Vissaia școla", 1964.

[4] *Zimin, A. I.* : „Calculul și construcția mașinilor de forjare. Ciocane abur-aer". Ed. GNTIMA — M — L 1940.

[5] *Ignatov, A. A.* : „Ciocane matrițoare", Ed. ONTI — NTKP — SSSR, 1937.

[6] *Kogan, M. S.* : „Asamblarea pistoanelor cu tija ciocanelor abur-aer", Buletin de informare tehnică nr. 11/1977.

[7] *Bălțatu, M., Iovan, S.* : Brevet de invenție nr. 73073. „Procedeu de asamblare piston-tijă prin fretare".

CZ : 621.983

Orientări privind asimilarea preselor mecanice de matrițare la cald

Ing. Doru **GRIBOVSCHI**, ing. Emil **MUREȘAN** — I.C.S.I.T.P.S.C., fil. Cluj-Napoca

Dezvoltarea impetuoasă a economiei noastre naționale și în special a industriei constructoare de mașini, prin crearea de obiective noi și modernizarea celor existente, impune cu stringență aplicarea în practică a unor soluții tehnice științifice la nivelul realizărilor de vîrf pe plan mondial.

Directivele Congresului al XII-lea al P.C.R. evidențiază necesitatea dezvoltării sectoarelor de prelucrări la cald, în cadrul cărora o pondere deosebită o au secțiile de deformare plastică prin matrițare.

Aceste sarcini de dezvoltare a sectoarelor calde din țara noastră au impus necesitatea asimilării unor serii de utilaje de deformare plastică la cald la ICSITPSC.

Din studiile întocmite de institutul nostru rezultă o creștere consistentă a producției de (peste 90%), în anul 1990 față de 1985.

O parte din aceste piese matrițate, în special pentru industria de automobile și tractoare, urmează a se realiza pe presele mecanice de matrițare la cald, denumite uzual maxiprese. Domeniul de utilizare al acestor utilaje este realizarea unor piese matrițate de mare precizie. Aceste utilaje, datorită rigidității mari și ghidării ferme pe lungime mare a berbecului, permit deformarea în mai multe locașuri de lucru și, în consecință, realizarea pe același utilaj și din același cald a unor faze pregătitoare, cu avantajul posbilității obținerii unor piese cu configurație complicată.

Posibilitatea obținerii unor piese, în limite strînse ale abaterilor dimensionale, are drept consecință adaosuri de prelucrare minime și chiar suprafețe brut matrițate care nu necesită prelucrări mecanice prin așchiere ulterioară, cu avantaje economice evidente.

Destinația specială a maxipreselor este matrițarea de precizie la cald a pieselor, dar, în caz de nevoie, pe aceste utilaje se pot executa și alte operații ca : ambutisare, ștanțare, debavurare, extrudare, calibrare, etc.

În vederea asimilării în țară a acestor importante utilaje de matrițare, institutul nostru în cadrul unui studiu tehnico-economic a analizat principalele variante constructive și funcționale realizate pe plan mondial. Datorită avantajelor tehnice și economice, s-a hotărît asimilarea maxipreselor cu batiu monobloc și cu mecanism culisă mobilă. Modul de funcționare a mecanismului cu culisă este redat în figura 1.

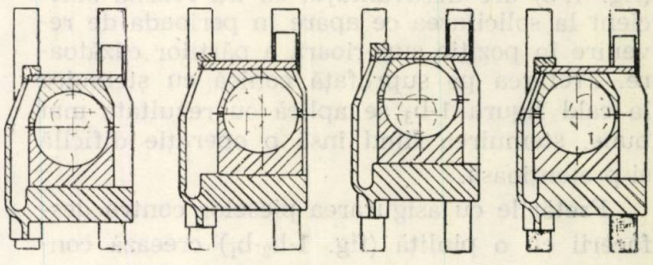


Fig. 1 Principiul de funcționare al maxipreselor cu mecanism culisă mobilă (mecanism sinus).

Soluțiile constructive adoptate conferă acestor utilaje următoarele avantaje, față de alte variante constructive de maxiprese :

— rigiditate sporită datorită batiului monobloc, masiv, față de alte variante cu batiu chesonat pretensionat cu tiranți, precum și datorită culisei mobile, care înlocuiește biela, la alte sisteme de maxiprese ;

— gabarit scăzut și în consecință, masa totală a utilajului mai mică, tot datorită mecanismului cu culisă mobilă în loc de bielă ;

— ferestre laterale mari, care permit alimentarea și evacuarea comodă, precum și montarea unor automate de transfer ;

— ghidare fermă și precisă a berbecului pe toată cursa, care împreună cu rigiditatea totală mare a utilajului asigură o precizie mare de matrițare. Sistemul de glisiere permite reglarea jocului și compensarea uzurilor ;

— întreținerea ușoară ;

— nu sînt necesare multe reglaje ;
— demontare ușoară ; se poate demonta arborele cotit fără a se demonta berbecul, sau se poate demonta culisorul și berbecul fără a se demonta arborele cotit. De asemenea, se pot demonta toate glisierele de pe batiu, fără a demonta sistemul arborele cotit-culisor-berbec ;

— durată de exploatare mare, datorită unor soluții constructive ca :

— posibilitatea reglării jocurilor între glisierele matrițate pe batiu și cele de pe berbec pentru eliminarea uzurilor ;
— posibilitatea compensării uzurilor din glisiere prin seturi de reglare ;
— posibilitatea montării benzii de frînă, în două poziții opuse pentru egalizarea uzurilor ;
— posibilitatea inversării poziției de montaj a angrenajului cu dantură în „V" (între arborele cotit și arborele intermediar), pentru prelucrarea uzurilor pe ambele fețe ale dinților.

— sisteme de siguranță :

— cuplaj multidisc reglat la un anumit moment ;
— sistem de siguranță termică (la lagăre) ;
— sistem de măsurare a forței, care afișează numeric, cu memorie, forța de fiecare lovitură, în procente față de forța nominală și semnalizează eventuala depășire a forței maxime ;
— sistem de interzicere a cuplării motorului electric principal în sens invers de rotație pînă la oprirea completă a volantului.

Din analiza necesarului de piese matrițate pe grupe de greutate care urmează a se realiza pe maxiprese, s-a hotărît asimilarea unei game de patru maxiprese cu forțe nominale de presare de 630, 1300, 2500 și 4000 tf.

Tabelul 1

TIPODIMENSIUNEA		PMC 630	PMC 1300	PMC 2500	PMC 4000
Caracteristici	UM				
Forța nominală	MN	6,3	13	25	40
— Cursa berbecului	mm	200	250	355	405
— Nr. de curse în gol	min^{-1}	100	90	55	45
— Înălțimea minimă de la sol a mesei	mm	750	740	400	400
— Cursa de reglare a mesei	mm	20	18	20	19
— Distanța între masă și berbec (maximă)	mm	500	575	1216	1045
— Deschiderea între montanți	mm	700	845	1270	1565
— Suprafața mesei : — lățime	mm	700	810	1230	1565
— adîncime	mm	800	850	1300	1625
— Suprafața berbecului :					
— lățime	mm	685	814	1100	1425
— adîncime	mm	712	834	1210	1345
— Cursa extractorului inferior	mm	50	75	75	152
— Cursa extractorului superior	mm	22	28	32	46
— Puterea electrică instalată	kW	39	111,5	135	203
— Consum aer comprimat :					
— presiunea minimă	bar	4,5	4,5	4,5	4,5
— consum maxim	Nm^3/h	40	40	150	150
— consum mediu	Nm^3/h	10	10	10	10
— Dimensiuni de gabarit :					
— lățime	mm	2675	3150	4060	4780
— adîncime	mm	2885	3150	3780	4235
— înălțime totală	mm	3510	3970	5850	6375
— înălțime peste sol	mm	3510	3970	5150	6375
— Masa netă totală	tone	27,4	50	134,7	217

Această gamă de utilaje va satisface necesarul economiei noastre de maxiprese, înlocuindu-se total importul şi va crea utilaje de înalt nivel tehnic, competitive pe plan mondial, cu posibilitate de export.

Caractersticile tehnice generale ale maxipreselor proiectate de ICSITPSC, filiala Cluj-Napoca sînt cuprinse în tabelul 1.

În cadrul proiectării celor patru tipodimensiuni de maxiprese, s-au efectuat calcule cine-

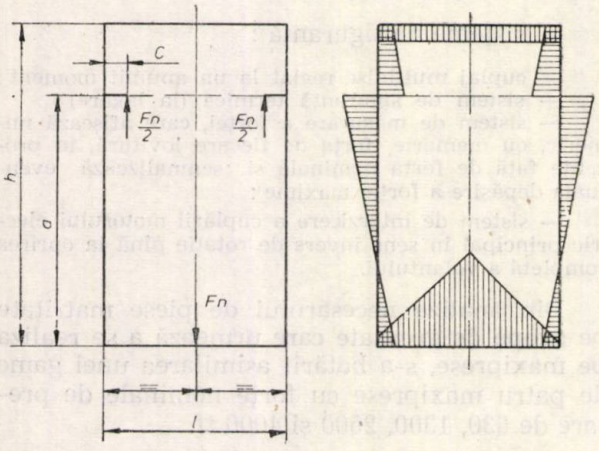


Fig. 2 Schema de încărcare şi diagrama de momente

matice şi calcule uzuale de rezistenţă a principalelor organe de maşini (arbori, lagăre, angrenaje, cuplaje, frîne etc.).

O problemă deosebită privind dimensionarea la rigiditate este calculul batiului, care s-a făcut în două ipoteze : sarcina aplicată central şi sarcina aplicată excentric — aceasta fiind cazul cel mai defavorabil (fig. 2).

În colaborare cu Institutul Politehnic Cluj-Napoca, calculul batiului s-a făcut aplicînd metoda elementelor finite, cu ajutorul programului SAP IV pentru stare plană de tensiuni, program al Universităţii Berkeley-California S.U.A.

Pentru aceasta, de exemplu, la maxipresa de 1300 tf, batiul a fost împărţit în 106 elemente avînd 143 noduri (fig. 3).

După cum rezultă din figură, s-au utilizat în principal elemente patrulatere şi triunghiulare cu grosime constantă.

În program s-au introdus ca date iniţiale :

— coordonatele celor 143 de noduri în sistemul de coordonate y—z ;

— elementele (patrulatere, triunghiuri) cu precizarea nodurilor i, j, k, l, pentru triunghi $k=l$;

— unele caracteristici ale materialului (E, G, ρ şi ν) ;

— schema de solicitare a batiului ;

— grosimea după axa Ox a fiecărui element.

În urma rulării programului au rezultat un număr de 281 de ecuaţii liniare prin rezolvarea cărora s-au obţinut :

1. — deplasările fiecărui nod în sistemul y o z (linia punctată în fig. 3) ;

2. — tensiunile în fiecare element :

— în centrul elementului ;

— la mijlocul fiecărei laturi.

Pentru fiecare poziţie sînt precizate :

— efortul unitar normal S, notele S_{11}, S_{12} şi S_{max}, S_{min} ;

— eforturile unitare tangenţiale S_{12}.

Observaţii :

— eforturile normale cu semn (+) reprezintă solicitare la întindere ;

— eforturile S_{11} şi S_{22} la mijlocul laturii sînt orientate într-un sistem de axe de coordonate unde S_{11} este perpendicular pe direcţia laturii, iar la centrul elementelor după sistemul y o z (S_{11} după y) ;

— calculele s-au făcut pentru sarcina $Fn = 10^5$ daN.

— eforturile unitare sînt în daN/cm², iar dimensiunile liniare în cm.

Tensiunile maxime au rezultat după cum urmează :

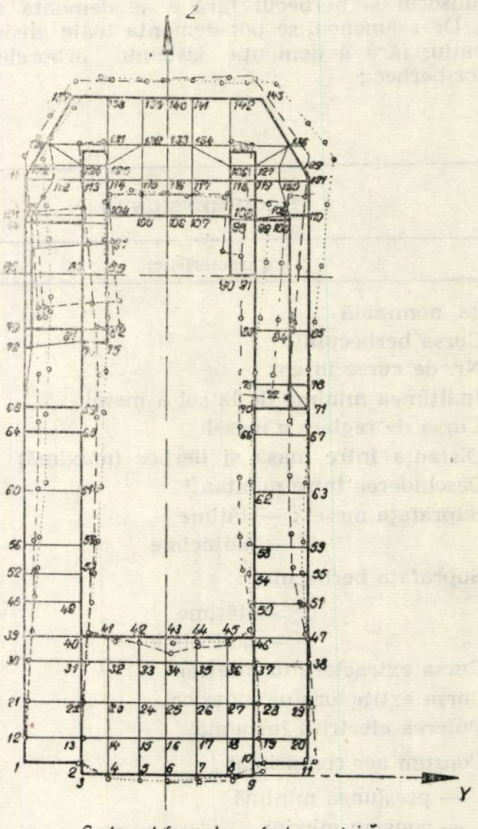


Fig. 3

— în traversă : 160 daN/cm² ;

— în coloane : 390 daN/cm² ;

— în masă : 765 daN/cm² ; — pe faţa superioară ;

372 daN/cm² — pe faţa inferioară.

Valoarea maximă a efortului unitar rezultă într-un singur punct al mesei, în locul de aplicare a forței considerată concentrată.

Valorile obținute prin rularea pe calculator a programului SAP IV au dat valori apropiate cu calculele efectuate prin alte metode (Max-

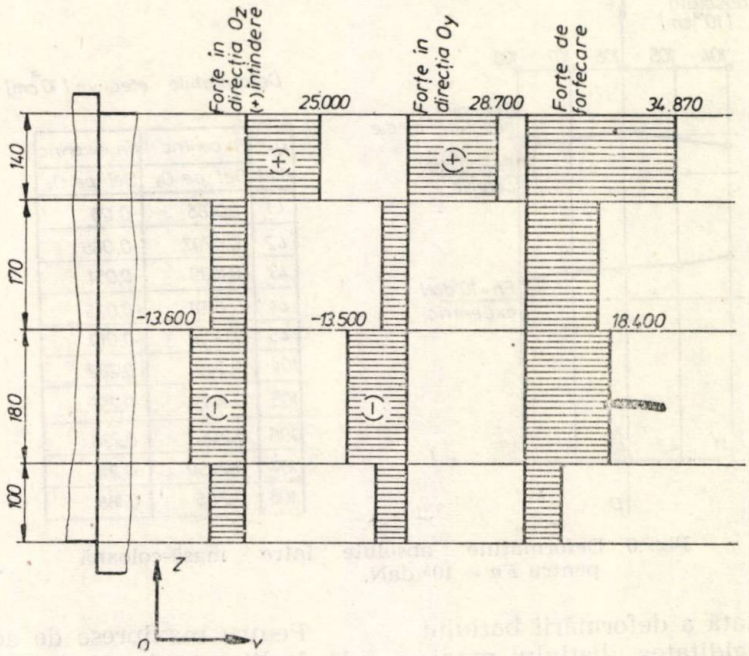


Fig. 4 Forțele totale preluate de cordonul de sudură la îmbinarea masă-coloană $Fn = 10^5$ daN.

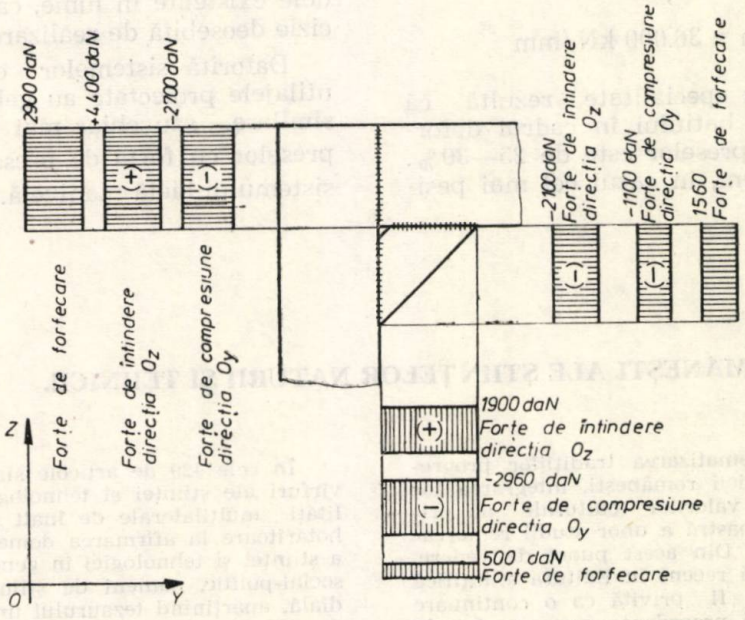


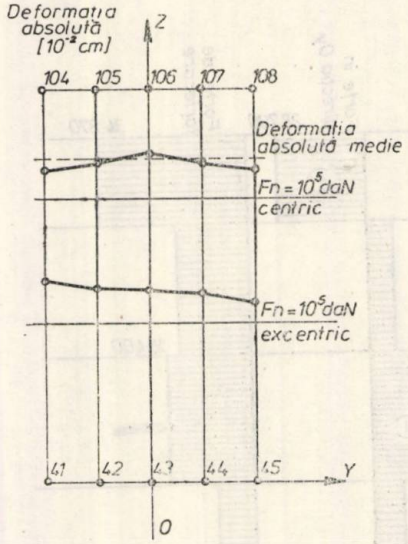
Fig. 5 Forțe totale preluate de cordonul de sudură la îmbinarea traversă-coloană $Fn = 10^5$ daN.

Din lucrare au rezultat eforturile unitare maxime și forțele în colțurile cadrului, în cordoanele de sudură între coloane și masă, respectiv între coloane și traversă (fig. 4 și 5), care au slujit pentru dimensionarea îmbinărilor sudate.

well-Mohr-Castigliano și Cross). Avantajul metodei amintite este determinarea directă a tensiunilor și a deformațiilor.

Astfel, deformația totală între masă și traversa superioară a rezultat de 0,409 mm, iar

deformația care interesează în mod deosebit, între masă și axa arborelui cotit, de 0,365 mm (fig. 6).



Deformațiile efective [10^{-2} cm]

Nr nod.	Fn. centric Def. pe O_2	Fn. excentric Def. pe O_2
41	-0,0466	-0,128
42	-0,0797	-0,065
43	-0,1639	-0,051
44	-0,0791	-0,035
45	-0,0459	-0,019
104	0,239	0,282
105	0,2419	0,256
106	0,2452	0,238
107	0,2450	0,216
108	0,245	0,188

Fig. 6 Deformațiile absolute între masă-coloană pentru $Fn = 10^5$ daN.

Cu valoarea rezultată a deformării batiului se poate determina rigiditatea batiului maxipresei de 1300 tf :

$$C = \frac{F_n}{h} = \frac{13}{0{,}365} =$$

$$= 36 \text{ MN/mm} = 36.000 \text{ kN/mm}$$

Din literatura de specialitate rezultă că ponderea deformării batiului în cadrul deformației totale a maxipreselor este de 25—30%. În consecință apreciem, în cazul cel mai pesimist, o rigiditate totală de 9000 kN/mm, deși sistemul culisă mobilă este mult mai rigid decît biela, pentru care se fac referiri în literatură.

Pentru maxiprese de aceeași forță nominală, în literatură se indică o rigiditate în jur de 6000 kN/mm.

Concluzia rezultată este o deosebită rigiditate a maxipreselor proiectate față de alte modele existente în lume, care vor asigura o precizie deosebită de realizare a pieselor matrițate.

Datorită sistemelor constructive adoptate, utilajele proiectate au gabarite și mase totale similare, sau chiar mai mici, decît ale maxipreselor cu forța de presare identică celei a sistemului bielă-manivelă.

RECENZII

PESONALITĂȚI ROMÂNEȘTI ALE ȘTIINȚELOR NATURII ȘI TEHNICII. DICȚIONAR

Valorificarea și sistematizarea tradițiilor progresiste ale științei și tehnicii românești, integrarea lor în circuitul mondial al valorilor culturale au prilejuit apariția în țara noastră a unor studii remarcabile de istoria științei. Din acest punct de vedere, lucrarea de față, apărută recent în Editura științifică și enciclopedică, poate fi privită ca o continuare logică a unor contribuții precedente precum **Istoria matematicii în România. Din instoria mecanicii, Dicționar cronologic al științei și tehnicii universale, Istoria gîndirii și creației științifice și tehnice românești** ș. a. Ea poate fi considerată însă, la fel de bine, și ca un „novum" al istoriografiei științice românești, deoarece este prima lucrare din literatura de specialitate care cuprinde, în articole ample, date biografice complete, creația științifică, opera, lucrările publicate și lucrări de referință despre marile personalități ale științei și tehnicii românești din trecut și din prezent.

În cele 429 de articole sînt consemnate tot atîtea vîrfuri ale științei și tehnologiei românești : personalități multilaterale de înalt prestigiu, cu contribuții hotărîtoare la afirmarea domeniului lor de activitate, a științei și tehnologiei în general precum și pe tărîm social-politic, oameni de știință de notorietate mondială, aparținînd tezaurului universal de valori, oameni de știință emeriți, laureați ai unor prestigioase premii internaționale, inventatori ingenioși, ingineri străluciți.

În prezentarea creației științifice s-a urmărit aplicarea principiului istorist al integrării acesteia în realitatea social-economică și spirituală a vremii, al ecoului în posteritate. Lucrarea cuprinde toate personalitățile românești consacrate prin înalte titluri academice și, din acest punct de vedere, permite o trecere în revistă a științei, învățămîntului și cercetării în România, de la începuturi și pînă în prezent.

Știința și învățămîntul se condiționează reciproc, asimilarea cunoștințelor precedînd cercetarea. De aceea, înaintașii noștri, Spiru Haret și David Emmanuel în matematici, Petru Poni și Nicolae Teclu în chimie, Grigore Cobălcescu și Grigore Ștefănescu în geologie, Em. Bacaloglu în fizică, Iacob Felix în medicină, Alexandru Orăscu în arhitectură și mulți alții s-au remarcat, îndeosebi, ca profesori ai generației de cercetători care aveau să ridice, în secolul XX, știința românească la nivelul științei universale. Biografiile științifice ale acestor oameni de seamă se găsesc în dicționar. Din parcurgerea lor reiese că toți au dat dovadă de un luminat patriotism, sacrificînd de multe ori afirmarea lor pe plan științific pentru ridicarea culturală a poporului.

La începutul secolului XX apar personalități ale științei românești, cărora li se datorește dispariția decalajului care exista, din punct de vedere calitativ, între știința universală și știința națională. Savanți ca Gheorghe Țițeica, Dimitrie Pompei, Traian Lalescu în matematici, Victor Babeș, Gheorghe Marinescu, Nicolae Paulescu în medicină, Anghel Saligny, Gogu Constantinescu, Henri Coandă în științele tehnice, Constantin Istrati, Gh. Longinescu, C. Nenițescu în chimie, Simion Mehedinți, Vintilă Mihăilescu în geografie Dragomir Hurmuzescu, Constantin Miculescu în fizică și alții, pun bazele științei și tehnicii românești moderne. Între cele două războaie mondiale, opera lor este continuată și amplificată de alți oameni de știință remarcabili, care au format și școli științifice.

În cele ce urmează ne vom opri, în primul rînd, asupra acelor personalități care au avut un rol considerabil în dezvoltarea construcțiilor de mașini în țara noastră și pentru care, în unele cazuri, s-a depus o adevărată muncă de cercetare istoriografică în vederea depistării surselor de informație, a datelor absolute și prezentării corecte a operei. Astfel, din paginile dicționarului, aflăm că Teodor Dragu a fost întemeietorul ingineriei mecanice în țara noastră, George Cosmovici a inventat cutia de ungere continuă pentru roțile vagoanelor de cale ferată, adoptată la Căile Ferate Române și ale altor țări din Europa, Dumitru Văsescu a construit, în 1880, un automobil — fiind printre primii constructori de automobile propulsate prin mașini cu abur, iar, în același domeniu al construcției de automobile, Aurel Persu a fost printre primii în lume care a studiat forma aerodinamică la automobile, aplicînd-o în 1923 la construcția unui automobil aflat și în prezent în stare de funcțiune. Remarcabilă este personalitatea lui Traian Vuia, care, citățm din dicționar, a fost: „primul în lume care a construit și zburat cu un avion mai greu decît aerul, folosind numai mijloace proprii de bord (grup motopropulsor și tren de aterizare)". Vuia a reușit, în cursul cercetărilor sale, să realizeze și o altă mare invenție: generatorul cu abur de foarte înaltă presiune, cu combustie internă și ardere catalitică. Ideea lui Vuia și-a găsit ulterior aplicarea în întreaga industrie a centralelor termice care folosesc astăzi cicluri complexe de foarte înaltă presiune.

În domeniul construcției de rachete sînt prezentați în dicționar: Conrad Haas, șef al arsenalului militar din Sibiu în perioada 1529—1569, căruia i se recunoaște astăzi prioritatea elaborării celei mai vechi lucrări (Coligatul de la Sibiu) privind conceperea unor rachete în trepte cu aripioare de stabilizare: Hans Oberth, savant german născut în România, considerat alături de Țiolkovski și Goddard, ca pionier al zborurilor cosmice cum și, bine înțeles Henri Coandă creatorul și constructorul primului avion cu reacție din lume. Ideile lui Coandă își găsesc și astăzi aplicare în domeniul transporturilor pneumatice și a altor construcții mecanice bazate pe „efectul Coandă".

Nu putem încheia aceste evocări ale unor personalități cuprinse în dicționar fără a menționa figura savantului nostru George (Gogu) Constantinescu considerat la vremea respectivă, unul dintre marii inventatori ai lumii. Cele peste 120 de invenții ale sale, din care dispozitivul permițînd ca mitralierele să tragă printre palele elicelor a dat posibilitate englezilor să mențină supremația asupra germanilor în primul război mondial, constituite în majoritate aplicații industriale ale noii științe **sonicitatea** descoperită și fundamentată de el pe baze matematice.

Cel mai mare progres în știința și tehnica românească s-a făcut însă după instaurarea regimului democrat-popular, datorită faptului că întreg poporul a fost angajat în lupta pentru construirea socialismului pe baza unui amplu plan științific, în care știința și tehnica sînt chemate să joace rolul de bază. Pentru organizarea pe plan național și valorificarea activității științifice s-a înființat Consiliul Național pentru Știință și Tehnologie, condus de tovarășa academician doctor inginer Elena Ceaușescu, savant de renume mondial, prim viceprim-ministru al guvernului. Această perioadă, cea mai fecundă în realizări din istoria științei și tehnicii din țara noastră, este bogat reprezentată în dicționar prin datele privitoare la activitatea membrilor Academiei R. S. România.

Elaborat de un prestigios colectiv de autori, dicționarul constituie, după cum se arată în **Cuvîntul înainte** semnat de Biroul Prezidiului Academiei R. S. România, „O frumoasă realizare, un act de cultură înscris în strădania oamenilor de știință din patria noastră de a răspunde din ce în ce mai bine marii încrederi și sprijinului acordat științei și tehnologiei de partidul și statul nostru, de tovarășul Nicolae Ceaușescu, secretarul general al Partidului Comunist Român, președintele Republicii Socialiste România".

ing. Dinu-Teodor Constantinescu

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

PRODUCTIVITATE ȘI CALITATE PERFECTA- CARACTERISTICI DE ACTUALITATE

CĂRUCIOARE ELECTRICE CU ÎNĂLȚIME DE RIDICARE MARE PENTRU PRINDEREA TRILATERALĂ A ÎNCĂRCĂTURILOR

balkancar

Dispozitivul specializat EV 818.56 este conceput pentru lucrul în depozite cu plafoane înalte și căi de acces înguste.

- **Capacitatea de încărcare — 1000 kg**
- **Înălțimea de ridicare — 5600 mm**
- **Cursa de extensie — pe ambele părți — 450 mm**
- **Lățimea totală — 1470 mm**

Reduceți manevrele în timpul stivuirii și durata procesului de lucru cu ajutorul căruciorului electric EV 818.56-un dispozitiv care deservește raftu-rile dispuse de o parte și de alta a căii de acces, fără a-și schimba poziția.

Exportator:

balkancarimpex

1040 Sofia, Bd. Kliment Ohridski nr. 48
Telefon 655-01, Telex 023431/2,
Telegrame : Balkancarimpex Sofia

Distribuitor : Mecanoexportimport. Consultații tehnice : Biroul tehnic-comercial Balkancar București, str. Galați nr. 32, tel. 11.91.62

PUBLICOM

PUBLICOM specialized exhibitions to be staged in '83

1 **SHOP '83**

25—28.01.1983

Consumer goods for free shops, including: drinks, cigarettes, foodstuffs, electronic instruments, ready-made clothes, cosmetics, toys, motor car spare parts, accessories-cosmetics, audio-video equipment, etc.

2 **PRELUCRAREA METALELOR '83**

15—18.03.1983

Industrial diamonds, diamond tools, sintered metallic carbides, cutting tools, abrasives, pneumatic equipment for metal treatment. Metal coating and surface treatment. Welding equipment and technologies.

3 **MEDICINA '83**

12—15.04.1983

Equipment, instruments and materials to be used in all medical branches (stomatology included), chemical and pharmaceutical products.

4 **ARMĂTURI — POMPE '83**

19—22.04.1983

Fittings, seals and pumps for all industrial branches.

5 **LABORATORUL '83**

10—13.05.1983

Instruments for controlling, measuring and analysing the fluid and gas flow; gas leakage detection; process instrumentation and analysers. Instruments and articles for laboratory and chromatography analyses and tests covering all fields of application in research and industrial laboratories. Technology, equipment and instruments for the nuclear field.

6 **REPRO—FOTO—KINO—OPTICA '83**

14—17.06.1983

Printing and duplicating equipment and machines, labelling machines, office machines and equipment, graphic materials, word processing machines, equipment, instruments, accessories and materials for film and photography, optic lenses and optic instruments, micro-record keeping devices, etc.

7 **PESTICIDE '83**

20—23.09.1983

Pesticides, insecticides, herbicides, fungicides, premixes, veterinary drugs, equipment and methods for animal husbandry, articles for agricultural and veterinary use; folders.

8 **AZBEST — PLUTA '83**

8—11.11.1983

Asbestos materials, yarns, ready-mades and technical articles. Raw-cork and cork products.

9 **ELTRON '83**

15—18.11.1983

Electronic components, electronic and electric equipment, computing technique, micro-processors, industrial robots, equipment for telecommunications, radio and telephony, cables, automation technologies.

10 **TESTARI '83**

29.11 — 2.12.1983

Physical and mechanical metal testing, destructive and non-destructive quality control instruments and equipments

Publicom is able, following your request, to offer you the corresponding documentation for each exhibition.

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
difuzează în anul 1983

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex. : **programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor etc.**

Materialele sînt grupate în serii :

Simbol	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini" 1983
ID	**INFORMARE DOCUMENTARĂ** asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere :
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
	Informări pentru specialiști :
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbol	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind nivelul tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
SID 26 . . . 34	Noutăți în turnătorii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CE, CO, CTN, CMA, CA	Cataloage de fișe tehnice de produse, tehnologii și mecanizări
PTN, SE, CSSM, RSM, CES	Realizări deosebite, omologări standarde etc.
CTO, CT	Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI-MICM	Buletinul intern MICM
NT	Normative tehnice
LPCM	Liste de prețuri în construcția de mașini
NPD-PCI	Norme de prevenire și dotare pentru paza contra incendiilor
	MATERIALE DOCUMENTARE în ajutorul proiectării și al producției : Metodologie de întocmire și analiză a bilanțurilor energetice ; Manual practic privind decuparea fină ; Atlas de forme și dimensiuni ale rosturilor pentru sudare ; Limbajul LIPCON ; Robotica, Oțeluri tipizate pentru construcția de mașini — indicații practice de utilizare.

1983 OKT 06

E 3279 04

CM

• ECHIPAMENTE TERMOENERGETICE

B.

REFERATIVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

5

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ XXXV ■ MAI 1983

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
difuzează în anul 1983

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex. : **programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor etc.**

Materialele sînt grupate în serii :

Simbol	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini" 1983
ID	**INFORMARE DOCUMENTARĂ** asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere :
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
	Informări pentru specialiști :
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbol	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind nivelul tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
SID 26 . . . 34	Noutăți în turnătorii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CE, CO, CTN, CMA, CA	Cataloage de fișe tehnice de produse, tehnologii și mecanizări
PTN, SE, CSSM, RSM, CES	Realizări deosebite, omologări standarde etc.
CTO, CT	Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI-MICM	Buletinul intern MICM
NT	Normative tehnice
LPCM	Liste de prețuri în construcția de mașini
NPD-PCI	Norme de prevenire și dotare pentru paza contra incendiilor
	MATERIALE DOCUMENTARE în ajutorul proiectării și al producției : Metodologie de întocmire și analiză a bilanțurilor energetice ; Manual practic privind decuparea fină ; Atlas de forme și dimensiuni ale rosturilor pentru sudare ; Limbajul LIPCON ; Robotica, Oțeluri tipizate pentru construcția de mașini — indicații practice de utilizare.

ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONTI KÖNYVTÁR

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, 5, mai, 1983

CUPRINS

ECHIPAMENTE TERMO-ENERGETICE

1. Energie solară

IONAȘEK, TH., ZARA, P.: **Aplicații ale termotehnicii solare în procese tehnologice** 187

PANĂ-IONESCU, A.: **Randamentul mediu global pentru captatori și instalații solare în condiții de exploatare** 194

PANĂ-IONESCU, A. **Intercompararea performanțelor unor captatori solari plani** 196

FARA, V., GRIGORESCU, R.: **Optimizarea pasului dintre țevi la colectorii solari plani cu apă** 202

FARA, V., GRIGORESCU, R., MACOVEI, N., CONSTANTINESCU, G.: **Sistem automat de orientare a concentratorilor solari** 204

FARA, V., GRIGORESCU, R., GYFTOPOULOS, E., CHAIVANIS, A.: **Studiul tehnico-economic al unui concentrator solar cu geometrie compusă tip „V—W"** 209

GRIGORESCU, R., FARA, V., BASCOVEANU, V.: **Metodă de calcul al energiei termice furnizate de un colector solar** 213

2. Resurse termice secundare, combustibili inferiori

HOBEANU, GH.: **Randamentele instalației de turbine la valorificarea temperaturilor coborîte** 215

NEAGA, C.: **Mărirea stabilității arderii prafului de combustibil solid inferior cu conținut ridicat de umiditate, folosind schema cu buncăr intermediar, închisă** 219

3. Ehipamente clasice

ANDREIAN, V: **Considerații privind tipizarea și unificarea turbinelor cu abur din gama de puteri 2,5—12 MW** 223

BEJAN, GH., OPRESCU, ȘT.: **Turbina cu abur de 50 MW, 3600 rot/min, pentru centrale termoelectrice în sisteme energetice cu frecvența 60 Hz** 226

HOBEANU, GH.: **Determinarea potențialelor prizelor fixe ale turbinelor cu abur** 229

* * *

OPRESCU, TEODOSIA: **Tîrgul internațional „EMO 183"** 233

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonatori științifici: ing. Paul Zara, dr. ing. Gheorghe Hobeanu

SUMARE

CZ : 620.9

Ionaşek, Th., Zara, P.: **Aplicaţii ale termotehnicii solare în procese tehnologice**

Articolul se referă la unele dintre rezultatele obţinute de I.C.S.I.T.E.E.M.R. în domeniul termotehnicii solare. Se prezintă două tipuri de captatori solari plani, unul pentru încălzit apa şi altul pentru încălzit aerul, realizate în concepţie originală, ambele de eficienţă şi cîteva instalaţii solare tehnologice.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 9 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 620.9

Ionescu, Pană, A.: **Randamentul mediu global pentru captatori şi instalaţii solare în condiţii de exploatare**

Pe baza a două ipoteze simplificatoare, care aproximează corect cazul real, se propune o metodă de determinare a randamentului mediu global, pentru captatori şi instalaţii solare aflate în exploatare, avînd o singură intrare şi o singură ieşire. Metoda propusă s-a aplicat pentru cazul circuite incluse şi regim dinamic, dar poate fi extinsă şi pentru circuite deschise şi regim static. Este o metodă de debit constant care impune efectuarea măsurărilor la intervale de timp, determinate funcţie de volumul de fluid aflat în instalaţie, şi debitul fluidului circulat.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5

CZ : 620.9

Ionescu, Pană, A.: **Intercompararea performanţelor unor captatori solari plani**

Intercompararea performanţelor studiate s-a efectuat prin folosirea metodei de determinare a randamentului mediu global, pentru cazurile : regim static cu stocare secvenţială şi regim dinamic cu stocare continuă. Pe baza rezultatelor, se propune o metodologie de intercomparare între diverse tipuri de captatori solari plani şi, în cadrul fiecărui tip, între diversele exemplare.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 5 tab.

CT : 620.9

Grigorescu. R., Fara, VI.: **Optimizarea pasului dintre ţevi la colectorii solari plani cu apa**

În lucrare este prezentat un model matematic operativ, care permite optimizarea tehnico-economică a distanţei dintre ţevile unui colector solar plan cu irigaţie a suprafeţei absorbante tip registru. Rezultatele obţinute permit o discuţie a principalilor factori care influenţează pasul dintre ţevi, ceea ce conduce la stabilirea unei metode de proiectare optimizată a registrului de ţevi ataşat suprafeţelor absorbante.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 2 fig., 1 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 620.9

Fara, VI., Grigorescu, R., Macovei, N., Constantinescu, R.: **Sistem automat de orientare a concentratorilor solari**

Este propus un sistem original de orientare a concentratorilor solari, după una sau două direcţii. Acesta este alcătuit dintr-un traductor unghiular de poziţie, de concepţie proprie şi un bloc electronic de prelucrare a informaţiilor traductorului unghiular. Sistemul a fost calibrat, fiind testat pe un concentrator solar cilindro-parabolic, rezultatele fiind satisfăcătoare.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 7 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 620.9

Fara, Vl., Grigorescu, R., Gyftopoulos, E., Chaivanis, A.: **Studiul tehnico-economic al unui concentrator solar cu geometrie compusă tip „V—W"**

În lucrarea de faţă este intreprinsă o analiză a posibilităţilor de utilizare a colectorilor solari tip Winston (W). S-a constatat cu ajutorul unui dispozitiv optic de simulare a traseului radiaţiei solare pe pereţii concentratorului, existenţa unei dependenţe liniare a factorului de concentrare al acestuia de numărul mediu de reflexii. Pe această bază este evidenţiată influenţa intensităţii radiaţiei solare directe, a pierderilor termice şi a reflectanţei materialului reflectător asupra curbei randamentului în funcţie de factorul de concentrare. Introducerea unei geometrii tip, „V—W", asigură o reducere a materialului reflectător, comparativ cu geometria tip „W". Este stabilită o condiţie de rentabilitate a concentratorului tip „V—W", faţă de concentratorul tip „W".

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 9 fig., 2 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 620.9

Grigorescu, R., Fara, VI., Bascoveanu, V.: **Metodă de calcul al energei termice furnizate de un colector solar**

În lucrare este prezentată o metodă simplificată de calcul a energiei termice furnizate de către un colector solar plan cu apă. Metoda se bazează pe utilizarea curbelor frecvenţelor cumulate (definite într-un mod original), precizia ei fiind satisfăcătoare.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 1 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 621-165

Hobeanu, Gh., C.: **Randamentele instalaţiilor de turbine la valorificarea temperaturilor coborîte**

Lucrarea analizează factorii legaţi de valorificarea potenţialelor termice scăzute ($t_0 \leqslant 100^oC$), energie solară, geotermală, resurse termice secundare din alte industrii prin filiera căldură-lucru mecanic. Randamentele turbomaşinilor, tipul ciclului termic natura fluidului de lucru se corelează reciproc influenţînd performanţele instalaţiei în ansamblu. Lucrarea prezintă relaţii de calcul, aplicaţii numerice şi concluzii cu privire la oportunitatea conversiei căldurii în lucru mecanic în domeniul temperaturilor scăzute.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 6 fig., 1 ref. bibl.

CZ : 621.18

Neaga, C.: **Mărirea stabilităţii arderii prafului de combustibil solid inferior cu conţinut ridicat de umiditate folosind schema, închisă cu buncăr intermediar**

În lucrare se analizează regimul de temperaturi în focarul unui cazan echipat cu instalaţie de pregătire a prafului cu buncăr intermediar închisă. Mărirea concentraţiei de praf în arzătorul de bază conduce la creşterea temperaturii în flacără, ceea ce asigură stabilitate arderii combustibilului solid cu conţinut ridicat de umiditate.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 3 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 221.165

Hobeanu, Gh. C.: **Determinarea potenţialelor prizelor fixe ale turbinelor cu abur**

Lucrarea analizează poziţia prizelor fixe la diferite tipuri constructive de tubină cu abur. Informaţia obţinută este sistematizată şi asociată condiţiilor de optim, ceea ce permite alcătuirea unui model analitic, care în final conduce la obţinerea unor relaţii de calcul practic.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 5, 3 fig., 6 tab., 4 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 620.9

Ionaşek, Th., Zara, P.: **Solar Heat Engineering Applied to Technological Processes**

The paper refers to certain results obtained by I.C.S.I.T.E.E.M.R. in the sphere of solar heat engineering. Two types of lat plate solar collectors of own design are presented : a water heating and an air heating one. The paper moreover gives the efficiency curves and several examples of technological solar power plants.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 9 fig., 2 bibl. papers

DC : 620.9

Ionescu, Pană, A.: **Overall Average Efficiency of Solar Collectors and Power Plants**

A method is submitted based upon two simplifying hypotheses and enabling a correct approximation of the real instance for establishing the overall average efficiency of solar collectors and power plants in operation with single input and output. The method submitted has been used in the case of closed circuits and dynamic duty, but it can also apply to oper circuits and static duty. It is a steady flow method calling for measurements carried out at time intervals established function of the volume of fluid within the plant and the circulated fluid flow.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5

DC : 620.9

Ionescu, Pană, A.: **Intercomparison of the Performances Obtained by Several Flat Plate Solar Collectors**

The performances under study have been intercompared according to the method of establishing the overall average efficiency for the following cases : static duty with sequential storage and dynamic duty with continuous storage. A methodology is submitted of intercomparing various types of flat plate solar collectors and various models of the same type.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 5 tables

DC : 620.9

Grigorescu, R., Fara, VI.: **Optimizing the Distance between the Tubes of Water Flat Plate Solar Collectors**

The payer persents an operative mathematical model enabling the technical-economic optimization of the distance between the tubes of a flat plate solar collector whose irrigation of the absorbing surface is of the slide-valve type. The results obtained enable a discussion on the main factors influencing the distance between tubes, which leads to the establishing of an optimized design method for the tube slide valve attached to the absorbing surfaces.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 2 fig., 1 table, 3 bibl. papers

DC : 620.9

Fara, VI., Grigorescu, R., Macovei, N., Constantinescu, R.: **Automated System for Orienting the Solar Collectors**

An original system is submitted for orienting the solar collectors in one or two directions. It includes a position angular transducer of own design an electronic block for processing the data supplied by the angular transducer. The system has been gauged, being tested on a cylindrical-parabolic solar collector with satisfying résults.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 7 fig., 3 bibl. papers

DC : 620.9

Fara, Vl., Grigorescu, R., Gyftopoulos, E., Chaivanis, A.: **The Technical-Economic Study of a V—W Type Composed Geometry Solar Collector**

The paper makes an analysis of the possibilities to use Winston (W) type solar collectors. By means of an optic device for simulating the solar radiation trace on the collector walls, the existence has been brought out of a linear dependence of the latter's concentration factor upon the average number of reflections. Against this background the influence is pointed out of the intensity of direct solar radiation, of heat losses and of the reflecting material reflectance upon the efficiency curve function of the concentration factor. By introducing a V—W type geometry, reflecting material cuts are secured as compared to the W—type collector.

Construcţia de maşini, 35 (1983, No. 5, 9 fig., 2 tables, 3 bibl. papers

DC : 620.9

Grigorescu, R., Fara, VI., Bascoveanu, V.: **Computing Method of the Thermal Energy Supplied by a Solar Collector**

The paper presents a simplified computing method of the tehermal energy supplied by a water flat plate solar collector. The method is based upon the use of cumulated frequency curves (defined in an original manner), its accuracy being satisfactory.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 1 fig., 4 bibl. papers

DC : 621-135

Hobeanu, Gh., C.: **Efficiencies of the Turbine Plants for Turning to Account Low Temperatures**

The paper analyses the factors concerning the turning to account of the low thermal potentialities (t_0<100°C, solar geothermal energy, secondary thermal resources resulting from other industries) by the heat-mechanical work relation. The turbounits efficiencies, thermal cycle type, working fluid nature reciprocally correlate, influencing the performances of the instalation as a whole. The paper gives computation relations, numerical applications and conclusions concerning the opportunity of converting heat into mechanical work in the sphere of low temperatures.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 6 fig., 1 bibl. paper

DC : 621.18

Neaga, C.: **Increasing the Burning Stability of Low Solid Fuel Dust with High Moisture Content by Using a Closed System with Intermediate Hopper**

The paper analyses the temperature condition in the firing of a boiler equipped with closed dust prepairing installation with intermediate hopper. An increased dust concentration in the basic burner leads to a higher flame temperature, securing burning stability to the solid fuel of high moisture content.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 3 fig., 3 bibl. papers

DC : 621.165

Hobeanu, Gh., C.: **Establishing the Potentialities of Steam Turbines Fixed Intakes**

The paper makes an analysis of the fixed intakes of various steam turbine design versions. The information obtained are systematized and associated to the optimum conditions, a fact enabling the working out of an analytical model which finally deads to the obtaining of practical computing relations.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 5, 3 fig., 6 tables, 4 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 620.9

Ionaşek, Th., Zara, P. : **Applications de la thermotechnique solaire aux processus technologiques**

L'article se réfèré à des résultats obtenus par I.C.S.I.T.E.E.M.R. dans le domaine de la thermotechnique solaire. On présente deux types de capteurs solaires plans — l'un pour le chauffage de l'eau et l'autre pour le chauffage de l'air — efficients, réalisés selon une conception originale. On présente également plusieurs installations technologiques solaires.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 9 fig., 2 réf.

CD : 620.9

Ionescu, Pană, A. : **Rendement moyen global des capteurs et des instalations solaires dans des conditions d'exploitation**

Sur la base de deux hypothèses simplificatrices, mais approchant correctement le cas réel, on propose une méthode pour déterminer le rendement moyen global des capteurs et des installations solaires en exploitation, ayant une seule entrée et une seule sortie. La méthode proposée a été appliqués au cas des circuits fermés et régime dynamique, mais elle peut être appliquée aussi aux circuits ouverts et régime statique. C'est une méthode de débit constant qui exige l'exécution des mesures à des intervalles de temps déterminés, en fonction du volume du fluide existant dans l'installation et du débit du fluide circulé.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5

CD : 620.9

Ionescu, Pană, A. : **Intercomparaison des performances de certains capteurs solaires plans**

L'intercomparaison des performances étudiées a été effectuée en utilisant la méthode de détermination du rendement moyen global pour les cas suivants : régime statique à stockage séquentiel et régime dynamique à stockage continu. En vertu des résultats obtenus, on propose une méthodologie d'intercomparaison des divers types de capteurs solaires plans et, dans le cadre de chaque type, des divers exemplaires.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 5 tabl.

CD : 620.9

Grigorescu, R., Fara, VI. : **Optimisation du pas entre les tubes des collecteurs solaires plans à eau**

L'ouvrage présente un modèle mathématique rapide permettant l'optimisation technico-économique de la distance séparant les tubes d'un collecteur solaire plan à irrigation de la surface absorbante de type registre. Les résultats obtenus permettent la discussion des principaux facteurs exercant une influence sur le pas des tubes, ce qui conduit à l'établissement d'une méthode de projection optimisée du registre de tubes attaché aux surfaces absorbantes.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 2 fig., 1 tabl., 3 réf.

CD : 620.9

Fara, VI., Grigorescu, R., Macovei, N., Constantinescu, R. : **Système automatique d'orientation des concentreurs solairés**

On propose un système original d'orientation des concentreurs solaires selon une ou plusieurs directions. Ce système se compose d'un traducteur angulaire de position, de conception propre, et d'un bloc électronique de traitement des informations du traducteur angulaire. Le système est calibré, étant testé sur un concentreur solaire cylindro-parabolique ; les résultats sont satisfaisants.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 7 fig., 3 réf.

CD : 620.9

Fara, Vl., Grigorescu, R., Gyftopoulos, E., Chaivanis, A. : **Etude technicoéconomique d'un concentreur solaire à géométrie composée de type „V—W"**

L'ouvrage présente une analyse des possibilités d'utilisation des collecteurs solaires de type Winston (W). A l'aide d'un dispositif optique de simulation du trajet de la radiation solaire sur les parois du concentreur, on a constaté l'existance d'une dépendance linéaire entre le facteur de concentration de celui-ci et le nombre moyen de réflexions. On met en évidence, sur cette base, l'influence exercée par l'intensité de la radiation solaire directe, les pertes thermiques et la réfléctance du matériau réfléchissant sur la courbe du rendement, en fonction du facteur de concentration. L'introduction d'une géométrie de type „V—W" assure une réduction du matériau réfléchisseur compartivement à la géométrie de type „W". On établit une condition de rentabilité du concentreur type „V—W" par rapport au concentreur type „W".

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 9 fig., 2 tabl., 3 réf.

CD : 620.9

Grigorescu, R., Fara, VI., Bascoveanu, V. : **Metodă de calcul de l'énergie thermique fournie par un collecteur solaire**

L'ouvrage présente une méthode simplifiée de calcul de l'énergie thermique fournie par un collecteur solaire plan à eau. Cette méthode repose sur l'utilisation des courbes de fréquence cumulées (définies de manière originale), sa précision étant satisfaisante.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 1 fig., 4 réf.

CD : 621-135

Hobeanu, Gh., C. : **Rendements des installations de turbines à la valorisation des températures basses**

Cet ouvrage analyse les facteurs ayant trait à la valorisation des potentiels thermiques bas ($t_0 < 100°C$) — énergie solaire, géothermale, sources thermiques secondaires provenant d'autres industries —, par la filière chaleur-travail mécanique. Les rendements des turbo-machines, le type du cycle thermique, la nature du fluide de travail sont réciproquement corrélés et exercent une influence sur les performances de l'installation dans son ensemble. L'ouvrage présente des relations de calcul, des applications numériques et des conclusions concernant l'opportunité de la conversion de la chaleur en travail mécanique dans le domaine des températures basses.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 6 fig., 1 réf.

CD : 621.18

Neaga, C. : **Accroissement de la stabilité de la combustion du poussier de combustible solide à haute teneur d'humidité, en utilisant le schéma fermé, à silo intermédiaire**

L'ouvrage analyse le régime de température dans le foyer d'une chaudière équipée d'installation fermée de préparation du poussier, à silo intermédiaire. L'augmentation de la concentration de poussier dans le brûleur de base conduit à la hausse de la température de la flamme, ce qui assure la stabilité de la combustion du combustible solide à haute teneur d'humidité.

Construcţia de masini, 35 (1983), no. 5, 3 fig., 3 réf.

CD : 621.165

Hobeanu, Gh., C. : **Détermination des potentiels des prises fixes des turbines à vapeur**

L'ouvrage analyse la position des prises fixes des différents types constructifs de turbine à vapeur. L'information obtenue est systématisée et associée aux conditions optimales, ce qui permet l'établissement d'un modèle analytique susceptible de conduire finalement à l'obtention de relations de calcul pratique.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 5, 3 fig., 6 tabl., 4 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 620.9

Ionaşek, Th., Zara, P.: **Anwendungen der solaren Wärmetechnik in den technologischen Prozessen**

Der Beitrag bezieht sich auf einige der von I.C.S.I.T.E.E.M.R. im Bereich der solaren Wärmeteck-nik erzeilten Ergebnisse. Beschrieben werden zwei ebene Kollektortypen, einer zur Heißwaseerbereitung und der zweite zur Luftheizung, die nach einem Originalkonzept entwickelt wurden, ferner ihre Leistungskurven wie auch einige mit Sonnenenergie betriebene technologische Anlagen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 9 Fig., 2 Lit.

DK : 620.9

Ionescu, Pană, A.: **Der mittlere Gesamtnutzeffekt für Solar-Kollektoren und — Anlagen unter Betriebsbedingungen**

Aufgrund von zwei vereinfachten Hypothesen, welche die reale Betriebslage annähernd korrekt darstellen wird eine Methode zur Ermittlung des durchschnittlichen Gesamtnutzeffekts der sich im Betrieb befindenden Solar-Kollektoren und — Anlagen mit einem einzigen Eingang und einem einzigen Ausgang vorgeschlagen. Die vorgeschlagene Methode wurde für geschlossene Kreisläufe und dynamischen Betrieb angewandt, kann aber auch auf offene Kreisläufe und statischen Betrieb ausgeweitet werden. Es handelt sich um eine Methode des konstanten Durchflusses, welche die Durchführung der Messungen in Zeitabständen, die von dem sich in der Anlage befindenden Fülssigkeitsvolumen und dem Durchfluß der umlaufenden Flüssigkeit bestimmt werden, erfordert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5

DK : 620.9

Ionescu, Pană, A.: **Wechselseitiger Leistungsvergleich zwischen ebenen Solar-Kollektoren**

Der wechselseitiger Vergleich der untersuchten Leistungen erfolgte durch Anwendung der Methode zur Ermittlung des durchschnittlichen Gesamtnutzeffekts für die Fälle : statischer Betrieb mit sequenzieller Speicherung und dynamischer Betrieb mit durchgehender Speicherung. Aufgrund der erzielten Ergebnisse wird eine Methodologie zum wechselseitigen Vergleich zwischen verschiedenen Typen ebener Solar-Kollektoren und, innerhald eines gegebenen Typs, zwischen den verschedenen Exemplaren vorgeschlagen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 5 Tab.

DK : 620.9

Grigorescu, R,. Fara, VI.: **Die Optimierung des Rohrabstands bei den ebenen Solar-Kollektoren mit Wasser**

Im Beitrag wird ein operatives mathematisches Modell beschrieben, das die technisch-ökonomische Optimerung des Abstands zwischen den Rohren eines ebenen Solar-Kollektors, dem das Wasser zur Einstrahlungsoberfläche über einem Schieber zugeführt wird. Die erzielten Ergebnisse ermöglichen eine Diskussion der Hauptfaktoren, die den Abstand zwischen den Rohren beeinflussen, was zur Festlegung einer Methode zur optimierten Projektierung des an der Einstrahlungsoberfläche angebrachten Rohrschebers führt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 2 Fig., 1 Tab., 3 Lit.

DK : 620.9

Fara, VI., Grigorescu, R., Macovei, N., Constantinescu, R.: **Automatisches System zur Orientierung der Solar-Konzentrationsvorrichtung**

Vorgeschlagen wird ein originelles System zur Orientierung der Solar-Konzentrationsvorrichtung nach einer oder zwei Richtungen. Es besteht aus einem Winkelstellungsgeber eigener Entwicklung und einem elektronishen Block zur Verarbeitung der vom Winkelstellungsgeber gelieferten Daten. Das System wurde geeicht und auf einer zylindrisch-parabolischen Solar-Konzentrationsvorrichtung mit zufriedenstellenden Ergebnissen geprüft.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 7 Fig., 3 Lit.

DK : 620.9

Fara, Vl., Grigorescu, R., Gyftopoulos, E., Chaivanis, A: **Technisch-ökonomische Studie für eine Solar-Konzentrationsvorrichtung mit zusammengesetzeer Geometrie vom Typ „V—W"**

Im vorliegenden Beitrag wurde eine Analyse der Verwendungsmöglichkeiten der Solar-Kollektoren vom Typ Winston (W) unternommen. Mit Hilfe einer optischen Vorrichtung zur Simultation der Sonneneinstrahlungsbahnrichtung auf die Wände der Konzentrationsvorrichtung wurde das Bestehen einer linearen Abhängigkeit dessen Konzentrationsfaktors von der durchschnittlichen Reflexionenanzahl festgestellt. Auf dieser Basis wird der Einfluß der Intensität der direkten Sonneneinstrahlung, der Wärmeverluste und der Rückstrahlungsfähigkeit des reflektierenden Materials auf die Leistungskurve je nach Konzentrationsfaktor ermittelt. Die Anwendung einer Geometrie vom Typ „V—W" gewährleistet im Vergleich zur Geometrie vom Typ „W" einen geringeren Verbrauch an reflektierendem Material. Es wird auch eine Leistungsvoraussetzung für die Konzentrationsvorrichtung vom Typ „V—W" im Vergleich zur Konzentrationsvorrichtung vom Typ „W" festgelegt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 9 Fig., 2 Tab., 3 Lit.

DK : 620.9

Grigorescu, R., Fara, VI., Bascoveanu, V.: **Methode zur Berechnung der von einem Solar-Kollektor geleferten Wärmeenergie**

Im Beitrag wird eine vereinfachte Methode zur Berechnung der von einem ebenen Solar-Kollektor mit Waseer gelieferten Wärmeenergie beschrieben. Die Methode beruht auf der Verwendung der (durch eine originelle Methode ermittelten) kumulierten Frequenzkurven. Ihre Genauigkeit ist zufriedenstellend.

Construcţia de maşini, 35 (1893), Nr. 5, 1 Fig., 4 Lit.

DK : 621-135

Hobeanu, Gh., C.: **Die Leistungsfähigkeit von Turbinenanlage in der Verwertung niedriger Temperaturen**

Im Beitrag werden die Faktoren, die mit der Verwendung niedriger Värmepotentiale (t_0<100°C, Sonnen —, geothermische, sekundäre Wärmequelle aus anderen Industrien) durch Umwandlung der Wärme in mechanische Arbeit verbunden sind, analysiert. Die Leistungsfähigkeit der Turbinenmaschinen, der Typ des Wärmezyklus, die Art der Betriebsflüssigkeit stehen in gegenseitiger Wechselbeziehung und beeinflussen die Anlage in ihrer Gesamtheit. Im Beitrag werden auch Berechnungsbeziehungen, numerische Anwendungen wie auch Schlußfolgerungen über die Opportunität der Umwandlung von Wärme in mechanische Arbeit im Bereich der niedrigen Temperaturen präsentiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 6 Fig., 1 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 620.9

Ионашек, Т., Зара, П.: **Применение солнечной теплотехники в технологических процессах**

Статья касается ряда результатов, полученных институтом I.C.S.I.T.E.E.M.R. в области солнечной теплотехники. Представляются два типа плоских солнечных уловителей, один для отопления воды, другой — для отопления воздуха, реализованных в оригинальной концепции, оба высокой эффективности, а также ряд технологических солнечных установок.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5, 9 рис., 2 лит.

ДК : 620.9

Ионеску, Панэ, А.: **Валовой средний к п д для солнечных уловителей и установок в условиях эксплуатации**

На основе двух упрощающих гипотезиса, приблизительно правильно определяющих реальный случай, предлагается метод определения валового среднего к п д для солнечных уловителей и установок в эксплуатации, обладающих единственным входом и единственным выходом. Предлагаемый метод был применен для замкнутых цепей и динамического режима, но его можно использовать и для разомкнутых цепей и статического режима. Это метод постоянного дебита, требующий измерений при промежутках времени, определенных в зависимости от объема летучего, находящегося на установке и от дебита циркулирующего летучего.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5

ДК : 620.9

Ионеску, Панэ, А.: **Межсравнивание показателей ряда плоских солнечных уловителей**

Изученное можсравнивание показателей реализовали использованием метод определения валового среднего к п д для: статического режима срочного складирования и динамического режима постоянного складирования. На базе результатов, предлагается методологию межсравнивания между различными типами плоских солнечных условителей и в рамках каждого типа, между различными экземплярами.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5, 5 табл.

ДК : 620.9

Григореску, Р., Фара, Вл.: **Оптимизация расстояния между трубами у водяных плоских солнечных коллекторов**

В работе преставлена оперативная математическая модель позволяющая технико-экономическую оптимизацию расстояния между трубами солнечного коллектора с ирригацией поглощающих поверхностей типа регистр. Полученные результаты содействуют анализу главных факторов, влияющих на расстояние между трубами, что ведет к определению метода оптимизируемого проектирования регистра труб поглощаемых поверхностей.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5, 2 рис., 1 табл., 3 лит.

ДК : 620.9

Фари, Вл., Григореску, Р., Маковей, Н., Константинеску, Р.: **Автоматическая система ориентировки солнечных концентраторов**

Предлагают оригинальную систему ориентировки солнечных концентраторов по одному или двум направлениям. Она состоит из позиционного углового датчика собственной концепции и электронного блока переработки информаций углового датчика. Систему калибровали и испытали на цилиндрически параболическом солнечном концентраторе. Результаты удовлетворительны.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5, 7 рис., 3 лит.

ДК : 620.9

Фара, Вл., Григореску, Р., Гифтопулос, Е., Каиванис, А.: **Технико-экономическое изыскание солнечного концентратора составной геометрии типа „V—W"**

В работе анализируют возможности применения солнечных коллекторов типа уйнстон (W). При помощи оптического устройства симулирования трассы солнечного излучения на стенах концентратора констатировали наличие линейной зависимости фактора концентрации трассы от среднего числа отражений. На этой основе выявляется влияние силы прямого солнечного излучения, термических потерь и отражаемости отражательного материала на кривую к п д в зависимости от фактора концентрации. Внедрение геометрии типа „V—W" обеспечивает снижение отражательного материала по сравнению с геометрией типа „W". Определяется условие рентабельности концентратора типа „W".

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5, 9 рис., 2 табл., 3 лит.

ДК : 620.9

Григореску, Р., Фара, Вл., Басковеану, В.: **Вычислительный метод теплоэнергии, выданной солнечным коллектором**

В работе представлен упрощенный метод расчета теплоэнергии, выданной водяным плоским солнечным коллектором. Метод основывается на применении кривых накопленных частот (оригинально определенных); прецизионность метода удовлетворительна.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5, 1 рис., 4 лит.

ДК : 621—135

Хобеану, Г.К.: **К п д турбинных установок для освоения низких температур**

Работа анализирует факторы, связанные с освоением сниженных теплопотенциалов (to < 100°C), солнечной энергии, геотермической энергии, второстепенных теплоисточников других промышленностей, путем теплоты — механической работы. К п д турбомашин, тип термического цикла и вид рабочего летучего взаимно сочетаются, влияя на показатели установки, в целом. Работа представляет расчетные отношения, числовые применения и выводы о целесообразности, конверсии теплоты в механическую работу в области сниженных температур.

„Construcţia de maşini", 35 (1983), н. 5, 6 рис., 1 лит.

CZ : 621.165

Andreian, V. : **Considerații privind tipizarea și unificarea turbinelor cu abur, din gama de puteri 2,5—12 MW**

Autorul trece în revistă pincipalele aspecte privind tipizarea proiectării și construcției de mică putere. Sînt pezentate, de asemenea, principiile de tipizare ce stau la baza elaborării proiectelor de execuție a turbinelor din linia de tipizare, precum și efectele economice realizate atît în faza de construcție, cît și în cea de exploatare.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 5, 3 fig., 1 tab.

CZ : 621.165

Bejan, Gh., Oprescu, St. : **Turbina cu abur de 50 MW, la 3600 rot/min, pentru centrale termoelectrice, în sisteme energetice cu frecvența de 60 Hz**

Articolul prezintă, din punctul de vedere al construcției și al ciclului termic, sala de mașini și turboagregatul CC 50, la 60 Hz, livrate de România în Filipine. Cîteva elemente ale turboalternatorului (frecvența și sistemul de răcire cu apă de mare) constituie premiere pentru construcția de turbine din țara noastră. Pus în funcțiune în septembrie 1981, turboalternatorul a realizat cu succes testele de performanță și determinarea valorii consumului specific de căldură.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 5, 2 fig.

DC : 621.165

Andreian, V. : **Considerations upon Applying a Standard and Unified System to Steam Turbines in the 2,5—12 MW Power Range**

The author reviews the main aspects concerning the standard designing and manufacture of small power turbines. The paper also gives the standardisation principles underlying the working out of manufacturing designs for the relevant turbines, as well as the economic effects during their manufacture and operation.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 5, 3 fig., 1 tab.

DC : 621.165

Bejan, Gh., Oprescu, S. : **The Steam Turbine of 50 MW, at 3600 rpm for Thermoelectric Power Plants in Electric Networks of a 60 Hz Frequency**

The paper presents the power house and the CC 50/60 Hz turbounit supplied by Romania to the Philippines ; the relevant design and thermal duty cycle are taken into account. Several elements of the turboalternator (the frequency and sea water cooling system) have been used for the first time by the Romanian turbine manufactures. Commissioned in September 1981, the turboalternator has successfully passed the performance tests and specific heat consumption measurements.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 5, 2 fig.

CD : 621.165

Andreian, V. : **Considérations sur la standardisation et l'uniformisation des turbines à vapeur à puissances comprises entre 2,5 et 12 MW**

L'auteur passe en revue les principaux aspects concernant la standardisation du projet et de la construction des turbines de faible puissance. On présente également les principes de standardisation sur lesquels rèpose l'élaboration des projets d'exécution des turbines de la gamme standardisée, ainsi que les effets économiques réalisée aussi bien durant la phase de construction que celle d'exploitation.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 5, 3 fig., 1 tab.

CD : 621.165

Bejan, Gh., Oprescu, S. : **La turbine à vapeur de 50 MW, à 3600 tr/mn, pour centrales thermo-électriques, en systèmes énergétiques à fréquence de 60 Hz**

L'article présente — du point de vue de la construction et du cycle thermique — la salle des machines et le turbo-groupe CC 50/60 Hz, livrés par la Roumanie aux Philippines. Une série d'éléments du turbo-alternateur (la fréquence et le système de refroidissement à l'eau de mer) constituent des premières en ce qui concerne la construction des turbines de notre pays. Mis en fonction en septembre 1981, le turbo-alternateur a subi avec succès les tests de performance et la détermimation de la valeur de la consommation spécifique de chaleur.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 5, 2 fig.

DK : 621.18

Neaga, C. : **Die Erhöhung der Verbrennungsstabilität bei der Verfeuerung staubförmiger minderwertiger Brennstoffe mit einem hohen Feuchtigkeitsgehalt unter Verwendung eines geschlossenen Schemas mit Zwischenbunker**

Im Beitrag werden die Temperaturen in der Feuerstelle eines Kessels analysiert, der mit einer geschlossenen Anlage mit Zwischenbunker zur Staubaufbereitung versehen ist. Die Erhöhung der Staubkonzentration im Hauptbrenner bewirkt einen Temperaturanstieg in der Flamme, wodurch die Verbrennungsstabilität bei der Verfeuerung fester Brennstoffe mit hohn Feuchtigkeitsgehalt gewährleistet wird.

Construcția de mașini, 35 (1983), Nr. 5, 3 Fig., 3 Lit.

DK : 621.165

Hobeanu, Gh., C. : **Die Bestimmung des Potentials fester Dampfleitungen bei Dampfturbinen**

Im Beitrag wird die Position der festen Dampfleitungen bei den verschiedenen Dampfturbinentypen analysiert. Die erzielten Daten werden zu einem System geordnet und mit den Optimalbedingungen verbunden, wodurch die Ausarbeitung eines analytischen Modells ermöglicht wird, das letzten Endes zur Ermittlung der praktischen Berechnugsbeziehungen führt.

Construcția de mașini, 35 (1983), Nr. 5, 3 Fig., 6 Tab., 4 Lit.

DK : 621.165

Andreian, V. : **Einige Betrachtungen hinschtlich der Standardisierung und Vereinheitlichung der Dampfturbinen im Leistungsbereich 2,5—12 MW**

Der Autor beschreibt die wichtigsten Aspeckte, die mit der Vereinheitlichung im Entwurf und Bau der kleinen Turbinen verbunden sind. Präsentiert werden gleichzeitig die Prinzipier der Vereinheitlichung, auf denen die Ausarbeitung der Ausführungsprojekte beruht, für die jenigen Turbinen, die sich in die Standardisierung eingliedern lassen, sowie die witschaftliche Bedeutung sowohf für den Bau als auch für den Betrieb.

Construcția de mașini, 35 (1983), Nr. 5, 3 Fig., 1 Taf.

DK : 621.165

Bejan, Gh., Oprescu, S. : **Dampfturbine von 50 MW bei 3600 U/min für Wärmekraftwerke im Verbundnetz mit einer Fraquenz von 60 Hz**

Im Beitrag werden vom bautechnischen Standpunkt und hinsichtlich des Wärmekreises der Maschinensaal und der Turboaggregat CC 50/60 Hz beschrieben, die Rumänien nach Philippinen lieferte. Einige Elemente des Turbowechselstromgenerators (Frequenz und das Kühlsystem mit Meerwasser) stellen Premieren im rumänischen Turbinenbau dar. Der im September 1981 angelaufene Turbowechselstromgenerator bestand mit Erfolg die Leistungsteste und diejenigen zur Ermittlung des Wertes des spezifischen Wärmeverbrauchs.

Construcția de mașini, 35 (1983), Nr. 5, 2 Fig.

ДК : 621.18

Неага, К. : **Увеличение стабильности сгорания порошка твердого топлива низкого качества с повышенным содержанием влажности, используя закрытую схему, с промежуточным бункером**

В работе анализируют режим температур в форсунке котла, отнащенного установкой приготовления порошка, закрытым промежуточным бункером. Увеличение концентрации порошка в основной форсунке ведет к повышению температуры пламени, что содействует стабильность сгорания твердого топлива с повышенным содержанием влажности.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 5, 3 рис., 3 лит.

ДК : 621.165

Хобеану, Г.К. : **Определение потенциалов неподвижных пароотборов паровых турбин**

Работа анализирует положение неподвижных пароотборов у различных конструктивных типов паровых турбин. Полученная информация систематизируется и сочетается с оптимальными условиями, что обеспечивает разработку аналитической модели, которая, в конечном итоге, ведет к получению ряда отношений практического расчета.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 5, 6 табл., 4 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box. 136—137— telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3

ATTENTION !

Les lecteurs étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ДК : 621.165

Андреян, В. : **Соображения о типизации и унификации паровых турбин серии мощностей 2,5—12 МВТ**

Автор рассматривает главные аспекты типизации проектирования и изготовления маломощных паровых турбин. Представлены также принципы типизации, лежащие в основе разработки проектов изготовления турбин на линиях типизации, а также различные экономические эфекты как в фазе изготовления, так и в фазе эксплуатации.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 5, 3 рис., 1 табл.

ДК : 621.165

Бежан, Г., Опреску, С. : **Паровые турбины мощностью 50 МВТ при 3600 б мин. для ТЭЦ, в энергетических системах частотой 60 Гц**

Статья представляет, с точки хрения изготовления и термического цикла, машинный отделение и турбоагрегат СС 50/60 Гц, поставленные Румынией в Филиппины. Ряд элементов турбоальтернатора (частота и система охлаждения марской водой) являются премьерами для изготовления турбин в Румынии. Вошедший в ход в сентябре 1981 году, турбоагрегат успешно провел испытания показателей и определения значения специфического расхода теплоты.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 5, 2 рис.

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

CZ : 620.9

Aplicații ale termotehnicii solare în procese tehnologice

Ing. Theodor **IONAȘEK**, ing. Paul **ZARA** — I.C.S.I.T.E.E.M.R. București

Captarea energiei solare, transformarea și utilizarea acesteia sub formă de energie termică s-au făcut din cele mai vechi timpuri, însă cercetările fundamentale și aplicative în acest domeniu au cunoscut o dezvoltare deosebită abia în ultimele decenii și, în special în ultimii ani, odată cu declanșarea crizei petroliere.

La noi în țară se desfășoară un program larg de cercetare în domeniul noilor surse de energie, coordonat de Consiliul Național pentru Știință și Tehnologie, la care colaborează mai multe unități de cercetare și producție.

În acest cadru, unităților Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și respectiv Institutului de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Energetice și Mașini de Ridicat (ICSITEEMR) le revin sarcini importante, în domeniul conversiei energiei solare în energie termică.

Cercetările întreprinse de ICSITEEMR s-au dezvoltat mai ales în direcția realizării unor captatoare solare plane pentru încălzit lichide sau gaze, cu o eficiență cît mai ridicată și cu un cost cît mai redus, a unor echipamente specifice instalațiilor solare și a elaborării unor metodologii de testare pentru aprecierea performanțelor captatoarelor și a unor soluții tehnice pentru realizarea instalațiilor solare tehnologice de produs apă caldă, aer cald, gheață ș. a.

În cele ce urmează vor fi prezentate cîteva din instalațiile solare de încălzit apa și aerul, precum și două tipuri de captatoare solare.

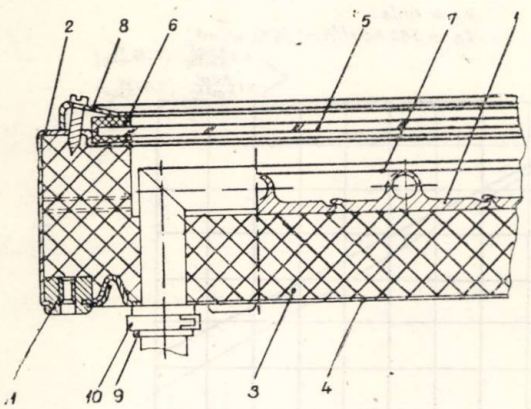


Fig. 1 Captator solar pentru încălzit apa.
1 — placă absorbantă din aluminiu extrudat ; 2 — cuvă tablă 1 mm ; 3 — izolație din poliuretan ; 4 — tablă spate tablă 0,6 mm ; 5 — geam securit grosime 4 mm ; 6 — garnitură etanșare ; 7 — folie poliesterică 0,2 mm ; 8 — ramă ; 9 — manșon cauciuc ; 10 — bandă colier fixare ; 11 — piuliță M 8.

Captatorul solar pentru încălzit apa (fig. 1) este realizat cu placă absorbantă din aluminiu extrudat, vopsită cu o vopsea specială ($\alpha = 0{,}95$) negru mat. Ecranul transparent este din geam gros 4,5 mm, izolația termică din poliuretan, iar cuva metalică este protejată, anticoroziv, prin vopsire.

Pentru aprecierea performanțelor captatoarelor solare, este necesară cunoașterea energiei termice utile Q_v, pe unitatea de suprafață de captare, aceasta depinzînd de :

— intensitatea radiației solare globale (I_β), care cade pe suprafața captatorului înclinat cu unghiul β față de orizontală ;

— produsul transmitanță-absorbanță efectiv $(\tau\alpha)_{ef}$, care ține seama de proprietățile optice ale sistemului de ecrane transparente și de coeficientul de absorbție al elementului absorbant ;

— factorul de transfer termic, de la elementul absorbant la agentul termic F_R' ;

— coeficientul global de pierderi termice U_L al captatorului solar ;

— temperatura mediului ambiant t_a ;

— nivelul temperaturilor de intrare și ieșire ale agentului termic t_i și t_a.

Expresia lui Q_v definită cu ajutorul factorilor explicați mai sus este :

$$Q_u = F_R'\left[(\tau\alpha)_{ef} I_\beta - U_L\left(\frac{t_e + t_i}{2} - t_e\right)\right]$$

Pentru caracterizarea captatoarelor solare se introduce noțiunea de „eficiență" a acestora, η, definită ca :

$$\eta = F_R'\left[(\tau\alpha)_{ef} - \frac{U_L}{I_\beta}\left(\frac{t_e + t_i}{2} - t_e\right)\right]$$

Determinarea experimentală a valorilor F_R', U_L și $F_R'(\tau\alpha)_{ef}$ conduce la posibilitatea reprezentării caracteristicei de eficiență a unui captator solar plan. În cazul captatorului solar pentru încălzit apa prezentat mai sus, caracteristica de eficiență are alura din figura 2.

În paralel cu preocupările privitoare la conceperea captatoarelor de încălzit apa, s-au întreprins cercetări pentru realizarea de captatoare solare pentru încălzit aerul. Tipul de captator realizat și aflat în producție la I.A.A. Alexandria este prezentat în figura 3.

Captatorul solar plan pentru încălzit aer este format dintr-un ecran transparent și un

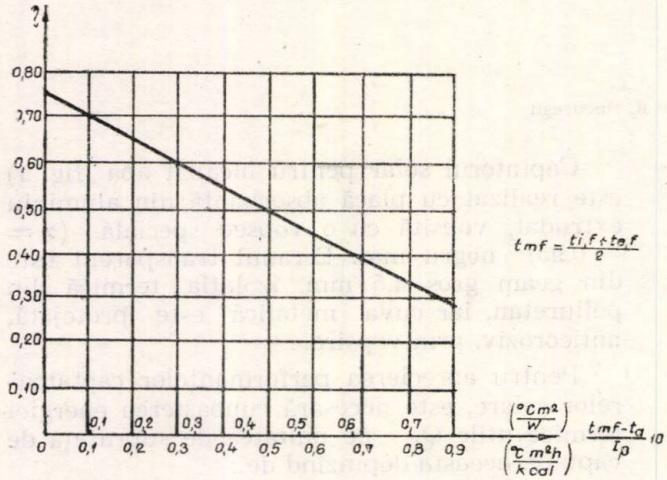


Fig. 2 Curba de eficiență a captatorilor solari tip CH 2.

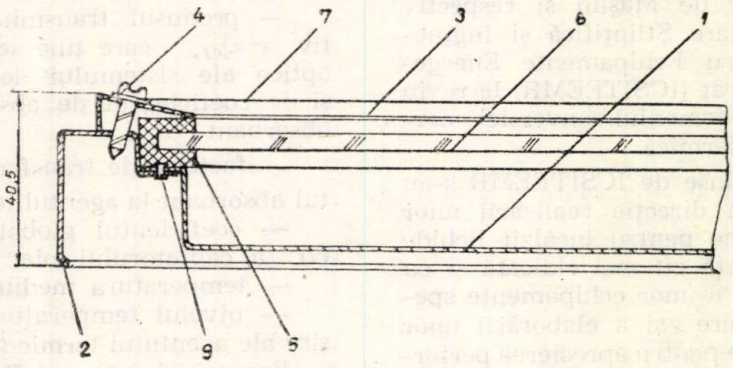


Fig. 3 Captator solar pentru încălzit aerul.
1 — placă absorbantă aluminiu sau oțel ; 2 — cuvă ; 3 — ramă fereastră ; 4 — șurub pentru tablă ∅ 4,2x16 ; 5 — garnitură ; 6 — ecran ; 7 — șaibă ∅ 4,5 ; 8 — tablă ondulată (vezi anexa 1) ; 9 — nit tubular ∅ 3.

element absorbant, montat într-o ramă metalică. Ansamblul este modulat, ca și captatorul pentru încălzit apa, la 1.000 × 2.000 mm. Aerul de încălzit circulă în spatele plăcii absorbante printr-o canalizație izolată termic față de exterior.

Performanțele captatorului solar de încălzit aer sînt ilustrate de curba de eficiență din figura 4.

Captatoarele solare plane descrise au fost utilizate la realizarea de instalații solare pentru produs apă caldă, sau aer cald, în scopuri tehnologice. Pentru caracterizarea generală a acestora considerăm necesară prezentarea cîtorva aspecte comune.

Captatoarele solare amplasate la sol, sau pe acoperișul clădirilor, sînt orientate spre sud cu abateri acceptabile de ±15°, în situațiile cînd din diverse motive nu poate fi respectată orientarea optimă. Orientarea spre sud a suprafețelor de captare asigură funcționarea eficientă a instalațiilor timp de 8—9 ore/zi, în perioada aprilie-octombrie, fără a necesita orientarea acestora după drumul aparent al soarelui.

Unghiul optim de înclinare a suprafețelor de captare la altitudinea țării noastre este de 30° față de orizontală, pentru perioada aprilie—octombrie, și se menține optim și pentru instalațiile care funcționează tot anul, dacă se ține seama că radiația solară în perioada amintită are ponderea de 70—80% din totalul radiației anuale.

Trecerea la realizarea de instalații solare tehnologice s-a făcut cu analiza eventualelor resurse energetice secundare de la beneficiarii instalațiilor ; aceasta, deoarece recuperarea resurselor energetice secundare conduce, de regulă, la rezolvări mai simple și mai ieftine decît realizarea de instalații solare.

Tot în această direcție, trebuie precizat și faptul că, la consumatorii aflați în zona centra-

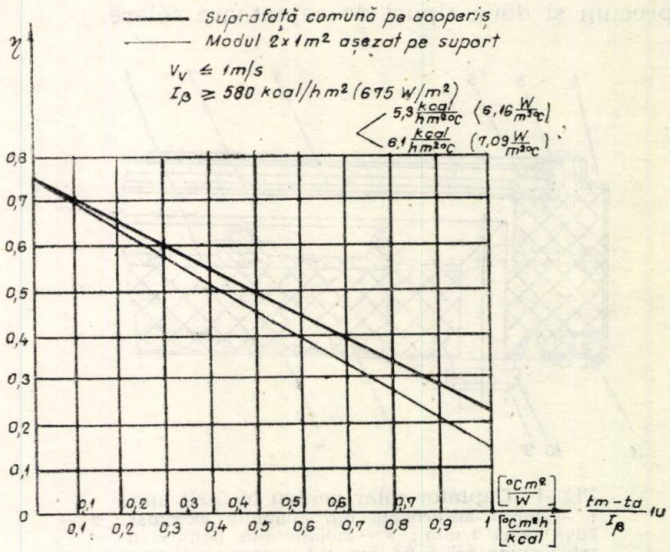


Fig. 4 Curba de eficiență a captatorului solar tip CH 2—G.

lelor electrice de termoficare, amplasarea de instalații solare este o soluție mai costisitoare, decît utilizarea agentului livrat de centrală.

Dintre instalațiile concepute de ICSITEEMR prezentăm, în continuare, cîteva dintre cele aflate în funcțiune la diverse unități economice.

Instalații solare pentru încălzirea apei necesară în zootehnie

Instalația solară de la ferma zootehnică din localitatea Săftica (fig. 5) dispune de o suprafață de captare de 176 m^2, amplasată la sol, cu șirul de captatoare distanțate în așa fel, încît se evită umbrirea reciprocă a acestora.

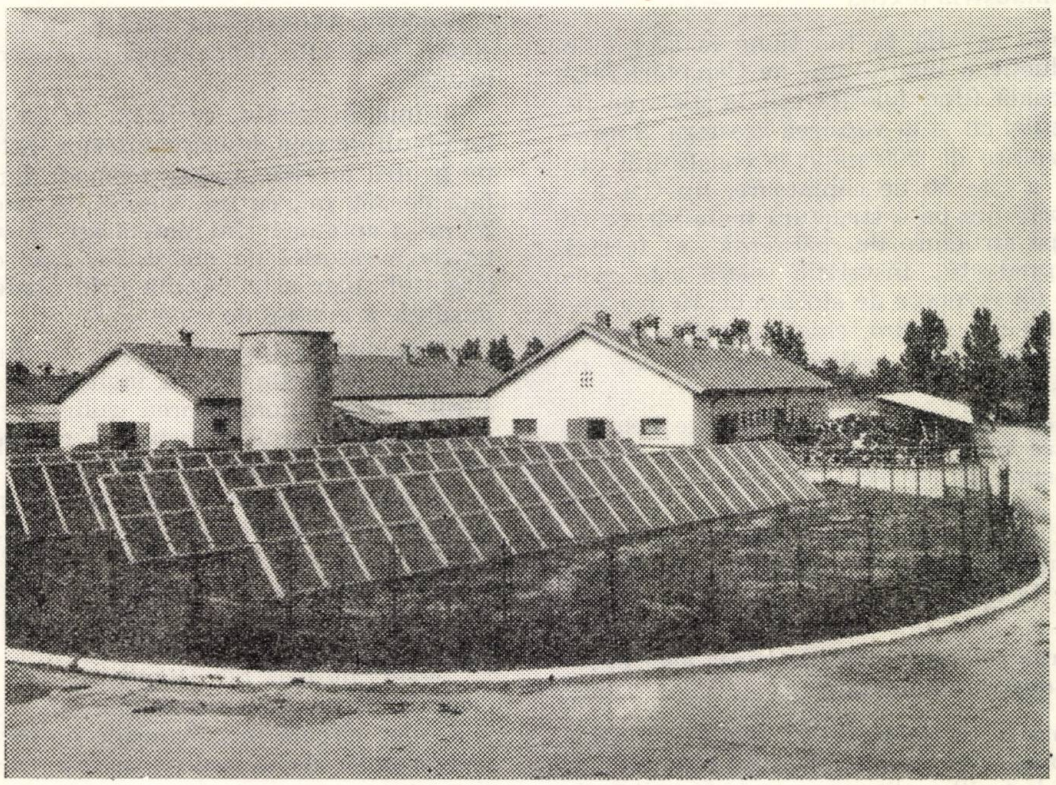


Fig. 5 Instalația solară de la ferma zootehnică din localitatea Săftica.

Instalația funcționează în regim de circulație forțată, în circuit deschis și cu stocare, într-un volum de 14m^3.

Este una dintre primele instalații de acest fel, realizate în țară, și pe toată perioada de funcționare, începînd din 1978, nu a fost necesar să se consume combustibil pentru încălzirea apei necesare scopurilor sanitare, sau la laboratorul fermei. Economia adusă fermei este de 12 t.c.c./an.

Geamurile captatoarelor nu au necesitat spălări suplimentare celei naturale, reducerea eficienței captatoarelor ca efect al murdăriei geamurilor fiind sub 4%.

Instalația de la C.A.P. „23 August" — ferma Dulcești, județul Constanța este asemănătoare instalației de la Săftica, din punct de vedere al utilizării apei calde, dar deoarece locurile de consum sînt dispersate la trei adăposturi, care reprezintă trei consumatori distincți, s-a adoptat soluția de a construi cîte o instalație solară de 30 m^2 pentru fiecare consumator.

Captatoarele au fost amplasate într-un singur șir, pe o estacadă lipită de frontonul fiecărui adăpost. Fiecare instalație funcționează în circuit deschis, circulația apei în circuitul captatorilor făcîndu-se prin termosifon, iar alimentarea consumatorului realizîndu-se sub efect gravitațional.

Fiecare instalație dispune de un rezervor de stocare, de 1.500 m^3, amplasat în interiorul adăpostului pe care-l deservește. Cele trei instalații identice au fost puse în funcțiune în aprilie 1982.

La C.A.P. Agigea, județul Constanța, s-a realizat o instalație solară cu o suprafață de captare de 16 m^2, de o concepție diferită față de cele prezentate anterior. Deoarece s-a urmărit reducerea costului instalației solare, la realizarea suprafeței de captare s-au utilizat materiale și tehnologii comune.

S-a utilizat placa absorbantă din aluminiu extrudat a captatoarelor tip CH 2, datorită performanțelor ridicate ale acestora ; cuva comună celor 16 m^2 s-a realizat pe șantier și a

fost amplasată chiar pe acoperișul adăpostului. Izolația termică s-a realizat din materiale existente pe plan local, iar ecranul transparent din geam normal de 4 mm, a fost etanșat pe cuvă prin chituire.

Instalația funcționează tot în circuit deschis, prin termosifon și cu un rezervor de stocare de 1.000 litri.

Costul specific al acestei instalații s-a redus la 750 lei/m^2 de captator.

Instalația solară pentru încălzirea apei necesară în industria textilă

Instalația se află în funcțiune la secția de microproducție a Institutului de Cercetări Textile, apa caldă fiind folosită atît la spălarea fibrelor textile, cît și la vopsirea acestora. Suprafața de captare de 200 m^2 este constituită din opt șiruri a cîte 50 de captatoare, tip CH 2—0—VL, sprijinite pe o structură metalică, ce se descarcă pe structura de rezistență a terasei halei de producție. Instalația solară este prevăzută cu un rezervor de stocare de 10 m^3, amplasat la nivelul solului, chiar în hala secției, circulația apei calde realizîndu-se forțat, în circuit deschis.

Această originală concepție permite instalațiilor solare realizate în circuit deschis, cu circulație forțată și rezervor de stocare protejat împotriva înghețului, să funcționeze pe tot parcursul anului. Instalația funcționează cu bune rezultate din 1980, aducînd o economie anuală de 14 t.c.c.

Instalația solară pentru încălzirea apei necesară în industria alimentară

Instalația este realizată la secția de salamuri Salonta. Apa caldă este utilizată atît la încălzirea bateriilor din agregatele de climatizare aferente camerelor de maturare, cît și pentru igienizarea spațiilor de producție. Instalația are o suprafață de 1.024 m^2 și este realizată cu captatoare tip CH 2—0—VL, amplasate la sol. Suprafața de captare este împărțită în două instalații distincte, fiecare cu un volum de stocare de 20 m^3. Cele două instalații pot fi cuplate, în paralel, în anumite situații. Instalația a fost pusă în funcțiune în august 1982 și se estimează o economie de 70 t.c.c./an.

Instalație solară pentru încălzit apa necesară în piscicultură

Instalația de la Sarinasuf — județul Tulcea produce apa caldă necesară încălzirii bazinelor, în care are loc predezvoltarea alevinelor de pești fitoplanctonofagi. Este formată din două suprafețe de captare de cîte 30 m^2, formate fiecare din cîte un șir de captatori, amplasați la sol, înclinați la 30° față de orizontală.

Funcționarea se bazează pe principiul termosifonului, circuitul primar închizîndu-se printr-un schimbător apă-apă, conceput special și amplasat într-un vas de acumulare de 15 m^3, din care se alimentează bazinele de predezvoltare.

Instalația a fost realizată în 1981 și economisește aproximativ 3 t. c. c., în perioada de funcționare (mai—iulie).

Instalația solară pentru încălzirea aerului necesar la uscarea cherestelei

La CPL Pitești s-au realizat două instalații solare, destinate tehnologiei de uscare a cherestelei.

Prima instalație, realizată în 1978, nu diferă mult de cele descrise anterior. Este o instație pentru încălzirea apei, formată din o suprafață de 352 m^2, cu un volum de stocare de 20 m^3. Captatorii sînt amplasați în șiruri pe terasa uscătoriei de cherestea. Apa caldă din circuitul solar este trecută prin bateriile de încălzire a aerului de uscat.

Instalația a fost concepută să funcționeze tot anul, protecția contra înghețului fiind asigurată prin automatizarea golirea gravitațională a captatoarelor. Instalația realizează economii de combustibil de 26 t.c.c./an.

A doua instalație a fost realizată pe o construcție cu o arhitectură mai specială, peretele orientat spre sud fiind înclinat cu 75°, iar acoperișul înclinat la 17° (fig. 6). Pe aceste două suprafețe s-au amplasat captatoare de încălzire a apei — aerului, însumînd 100 m^2.

Aerul, încălzit de captatoare, este utilizat direct la uscarea cherestelei, iar apa caldă încălzită solar circulă prin bateriile de încălzire ale aerotermelor de uscare ce servesc uscătoria de cherestea.

Pe o platformă alăturată au fost amplasate și captatoare tip CH 2—VL (48 m^2), racordate în circuitul bateriilor de încălzire.

Instalația funcționează din 1981 și aduce o economie de 11 t.c.c./an.

Instalația solară pentru încălzit aer necesar uscării caseinei la CCIL-Lugoj

Pusă în funcțiune în luna septembrie, 1982, instalația utilizează captatoare de încălzit aer, eficiența sa globală fiind mai ridicată, decît a unei instalații similare cu apă caldă, deoarece se evită transferul termic apă—aer, la nivelul bateriilor de încălzire.

Suprafața de captare a energiei solare are și funcția de acoperiș al halei de uscare a caseinei și este formată din 88 de captatoare tip CH 2—G. Pe lungimea de 16 m a suprafeței de captare există patru pante de înclinare față de orizontală la 15°, 20°, 25° și 30°.

Circulația aerului se face în spatele captatoarelor, respectiv al plăcii absorbante, și deasupra unei table profilate special și izolată termic față de exterior.

Aerul din suprafața de captare este aspirat de ventilatoarele centrifugale ale celor patru utilaje de uscare a caseinei, fiecare ventilator avînd un debit de 5.600 m^3/h.

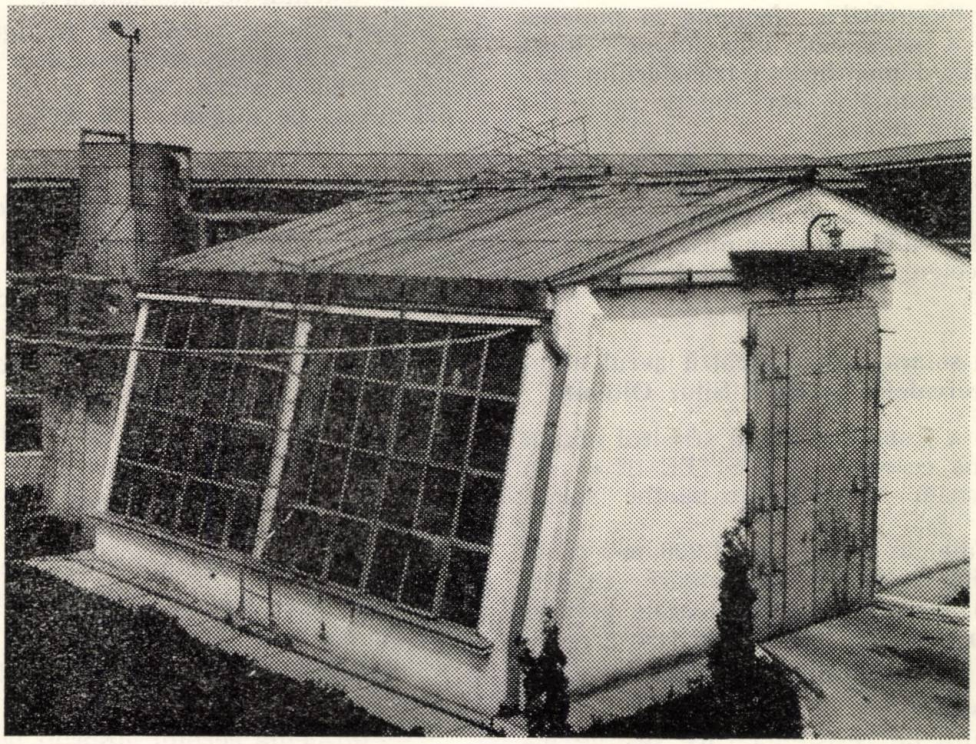


Fig. 6 Instalația solară pentru încălzirea aerului necesar la uscarea cherestelei.

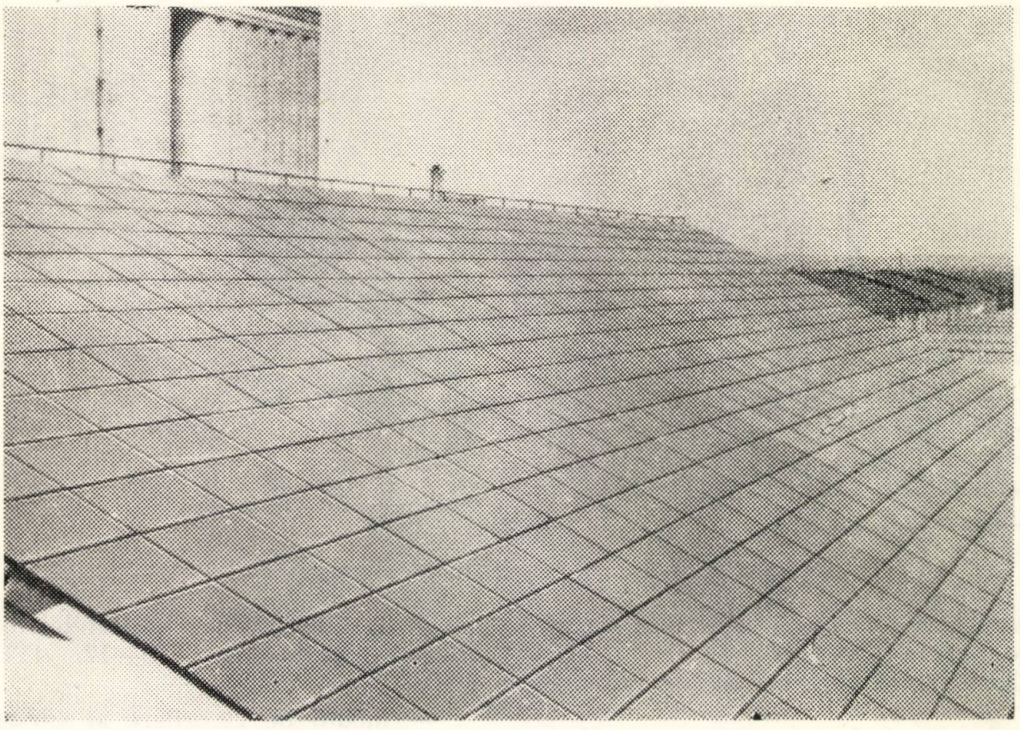


Fig. 7 Instalația solară pentru încălzirea aerului necesar uscării cerealelor.

Pe tubulaturile de racord ale suprafeței de captare la uscătoare se găsesc clapete de reglaj, cît și clapete de admisie a aerului atmosferic.

În urma măsurărilor efectuate la punerea în funcțiune a instalației, s-au impus cîteva concluzii privind modificarea transferului termic placă absorbantă — aer, funcție de modificarea debitului de aer.

Deoarece la data măsurărilor nu se găseau în funcțiune decît două uscătoare, în cursul anului 1983 urmează a se efectua noi măsurări ce vor permite validarea unor modele matematice de apreciere a comportării instalației la debit variabil.

Instalația solară pentru încălzit aerul necesar uscării cerealelor la Baza Siloz Oltenița

Instalația a fost realizată la sfîrșitul anului 1981, în urma cercetărilor ICSITEEMR și în baza proiectului CVCPT. Instalația solară cuprinde :

a) suprafața de captare de 1.200 m^2, constituită din 600 de bucăți captatoare tip CH 2—G (fig. 7), formate din captatoarele propriu zise, canalizația de transport și cedare a energiei termice către agentul de încălzit (aerul) și izolația termică ;

b) structura de rezistență care susține întreaga suprafață de captare și care constituie spațiul de depozitare a produselor agricole ;

— uscătorul propriu-zis, cu anexele de încărcare-descărcare ;

— sistemul de automatizare.

Așa cum se prezintă și în figura 8, aerul, pătruns sub captatorii solari prin partea frontală, străbate șapte canale cu o viteză de 6,8 m/sec, pe lungimea de 60 m ridicîndu-și temperatura.

La ieșirea din cele șapte canale sînt montate șapte confuzoare, ce realizează trecerea la șapte tubulaturi cu secțiune rotundă în care viteza aerului este de aproximativ 15 m/s.

Pentru echilibrarea debitelor, pe cele șapte racorduri s-au prevăzut clapete de reglaj.

Colectorul de transport al aerului cald la uscător este dimensionat pentru viteza de 15 m/sec. Aerul încălzit cu ajutorul energiei solare este aspirat de ventilatorul de aer cald al uscătorului și refulat în masa de produs aflată în coloana de uscare.

Suprafața de captare a energiei solare este orientată spre sud și înclinată la 24° față de orizontală.

Rezultatele experimentărilor din acest an au condus la concluzii privind :

— influența aerului absorbit pe fața suprafeței de captare, prin neetanșeitățile datorate construcției ;

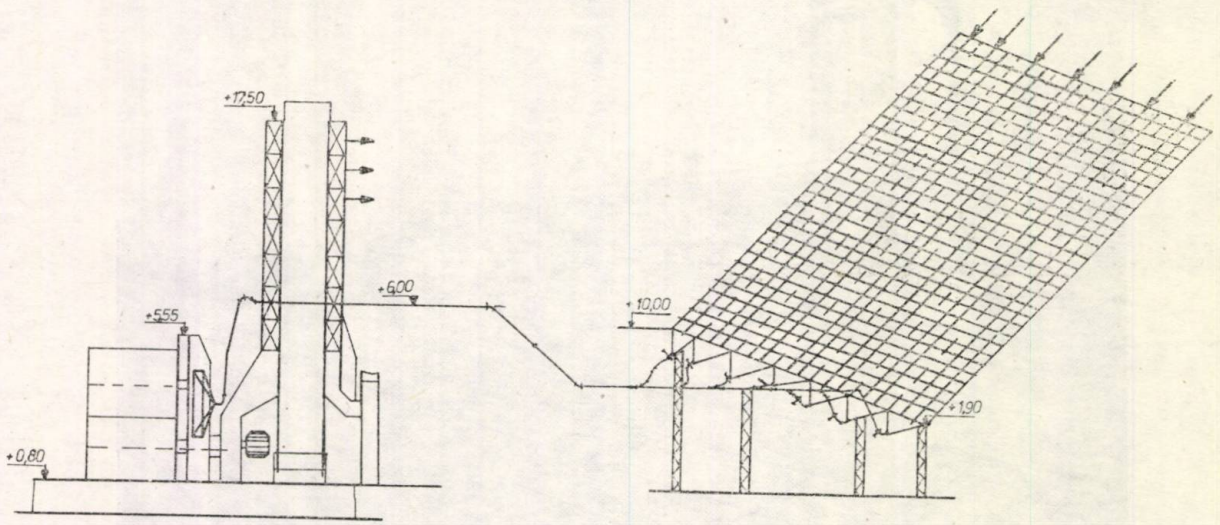


Fig. 8 Schema instalației solare din figura 7.

c) tubulatura de transport a aerului de la suprafața de captare la uscător ;

d) instalația tehnologică de uscare formată din :

— generatorul de aer cald (cu motorină) racordat în paralel cu suprafața de captare ;

— camera de amestec ;

— ventilatorul de aer cald necesar uscării (cu $Q = 71.000$ m^3/h, $H = 115$ mm CA) ;

— aprecieri asupra suprafeței optime pentru uscătoarele tip US—17, ITUB 12,5 și IUCB 10 ;

— modul de racordare al sursei auxiliare și variante de amplasare și racordare ale suprafeței de captare ;

— economia de combustibil realizată în exploatare.

În figura 9 se prezintă, cu linie continuă, variația temperaturii aerului în lungul suprafeței de captare, funcție de debitul de circulație și datele de climă.

Curba întreruptă reprezintă variația reală a temperaturilor aerului în lungul suprafeței de captare, măsurate în cursul experimentărilor,

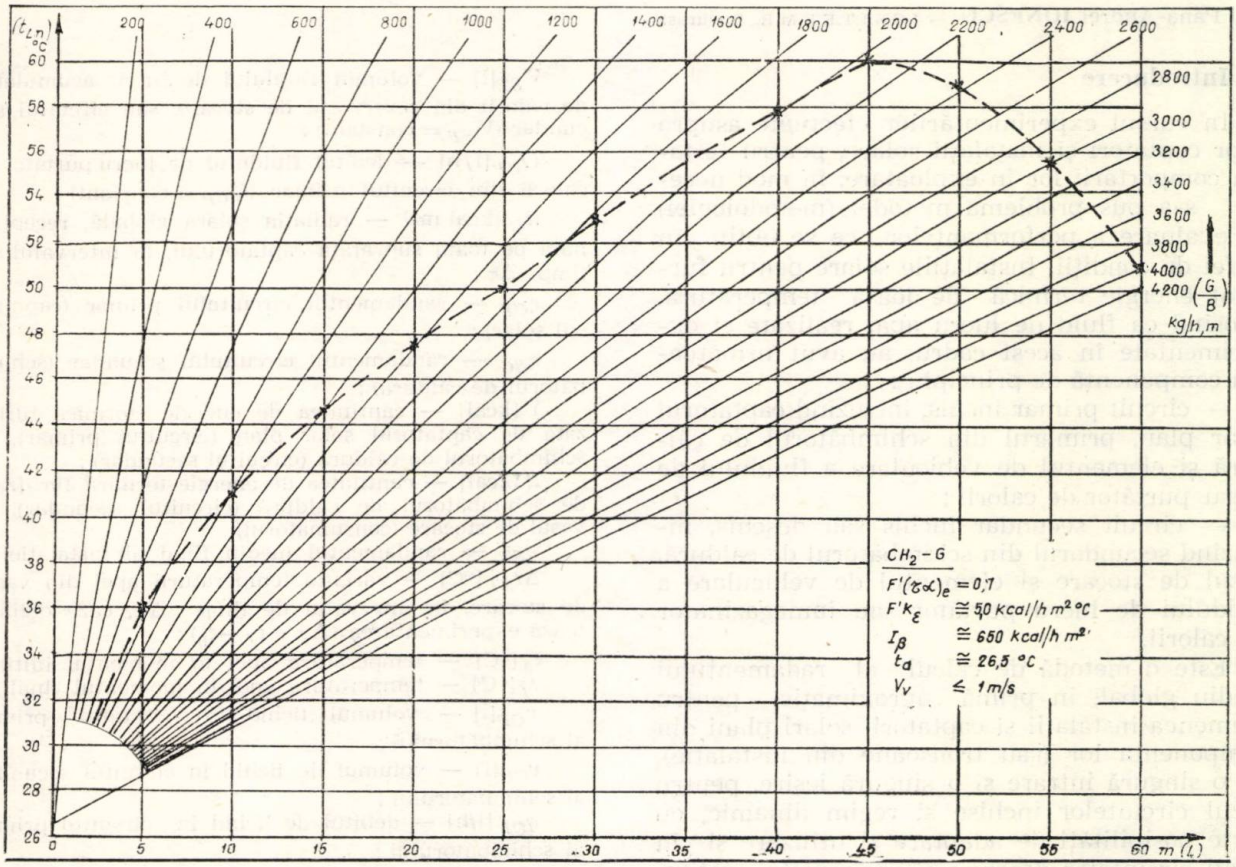


Fig. 9 Variația temperaturii aerului în instalația din figura 8.

în aceleași condiții de climă, demonstrîndu-se creșterea debitului de aer în lungul canalului, ca urmare a infiltrațiilor pe fața suprafeței de captare.

Din figură se observă că aerul infiltrat nu afectează eficiența funcțională medie a instalației solare, exprimată prin aceleași valori ale temperaturii aerului, la ieșirea din suprafața de captare pentru debitul de circa 70.000 m³/h.

Concluzii

Captatoarele solare prezentate realizează, în condițiile climatice ale țării noastre, economii de combustibil pe seama cărora durata de recuperare a energiei înglobate în materialele componente a acestora este mai mică de 1 an, pentru captatorul solar de încălzit aer, și 1 an și jumătate, pentru captatorul solar de încălzit apa.

Pentru instalațiile solare realizate cu acești captatori, durata de recuperare a investiției întregii instalații variază între 4—5 ani, pentru instalațiile solare de încălzit aer, și 6—8 ani, pentru instalațiile solare de încălzit apa.

Instalațiile solare pentru încălzit aer sînt concepute pentru a funcționa pe întreaga perioadă a anului, fără a fi necesare măsuri speciale. De precizat că acest tip de instalații, funcționînd în circuit deschis, au același randament, de aproximativ 0,6 pe întreaga perioadă a anului.

Pentru instalațiile solare tehnologice ce urmează a fi realizate, se urmărește utilizarea tehnicii vidului, cît și a straturilor selective, prin aceasta urmînd a se ridica performanțele globale ale acestor tipuri de instalații.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duffie, J. A., Beckman W. A.* : Solar Energy Thermal Processes. John Wiley and sans, New York, 1974.

[2] *x x x*: Lucrările colectivului de termotehnică solară ICSITEEMR, 1979—1982.

CZ ; 620.9

Randamentul mediu global pentru captatori și instalații solare în condiții de exploatare

Fiz. Pană-Andrei **IONESCU** — I.C.S.I.T.E.E.M.R. București

Introducere

În cursul experimentărilor efectuate asupra unor captatori și instalații solare, pentru testarea comportării lor în exploatare, în mod necesar, s-a pus problema metodei (metodologiei) de evaluare a performanțelor ce se obțin în astfel de condiții. Instalațiile solare pentru furnizat energie termică de joasă temperatură, folosind ca fluid de lucru apa, realizate și experimentate în acest cadru, au avut următoarea componență de principiu :

— circuit primar închis, incluzînd captatorul solar plan, primarul din schimbătorul de căldură și elementul de vehiculare a fluidului de lucru purtător de calorii ;

— circuit secundar închis sau deschis, incluzînd secundarul din schimbătorul de căldură, vasul de stocare și elementul de vehiculare a fluidului de lucru purtător sau înmagazinator de calorii.

Este o metodă de calcul al radamentului mediu global, în primă aproximație, pentru asemenea instalații și captatorii solari plani din componența lor (sau tronsoane din instalație), cu o singură intrare și o singură ieșire, pentru cazul circuitelor închise și regim dinamic, cu certe posibilități de adaptare și utilizare și în cazul circuitelor deschise și regimurilor statice.

Metoda propusă

În cazul folosirii apei ca fluid de lucru, purtător de calorii, se pot admite — ca ipoteze simplificatoare — valorile unitare ale densității specifice, respectiv căldurii specifice, ale fluidului de lucru — vezi mai jos.

NOTAȚII

γ [kg/dm³] — densitatea specifică a fluidului de lucru (**în cazul apei** $\gamma = 1$ kg/dm³ = 1 l/dm³, sau 1 kg apă = 1 l apă) ;

c_p [kcal/kg°C] — căldură specifică a fluidului de lucru (**în cazul apei** $c_p = 1$ kcal/kg °C = 1 kcal/l °C) ;

x [kcal/m²h] — radiația solară recepționată pe o arie de 1 m² din suprafața captatorului, în interval de 1 oră (x = variabil) ;

S_c [m²] — aria totală a captatorului solar plan ;

$\Delta\tau$ [h] — intervalul de timp în care s-a efectuat experimentarea ($\Delta\tau = \tau_f - \tau_0$ = variabil) ;

V_{CP}[l] — volumul de fluid de lucru purtător de calorii din circuitul primar sau din captatorul solar plan (V_{CP} = constant) ;

V_{ST}[l] — volumul fluidului de lucru acumulator de calorii din rezervorul de stocare, sau circuitul secundar (V_{ST} = constant) ;

Q_{CP}[l/h] — debitul fluidului de lucru purtător de calorii din circuitul primar (Q_{CP} = constant) ;

R_G [kcal/m²] — radiația solară globală, recepționată pe toată suprafața captatorului, în intervalul de timp $\Delta\tau$;

η_{CP} — randamentul circuitului primar (captatorul solar) ;

η_{SC} — randamentul circuitului secundar (schimbătorul de căldură) ;

Y [kcal] — cantitatea de energie termică furnizată de captatorul solar plan (circuitul primar), la schimbătorul de căldură (circuitul secundar) ;

Z [kcal] — cantitatea de energie termică furnizată de schimbătorul de căldură (circuitul secundar), la vasul de stocare (consumatorul) ;

η_{ST} — randamentul mediu final al instalației.

Δt_{ST}[°C] — variația temperaturii apei din vasul de stocare, în intervalul de timp $\Delta\tau$, care delimitează experimentarea ($\Delta\tau = t_f - t_0$) ;

t_0 [°C] — temperatura apei în momentul inițial ;

t_f [°C] — temperatura apei în momentul final ;

v_{CP}[l] — volumul lichid în circuitul primar al schimbătorului ;

v_{CS}[l] — volumul de lichid în circuitul secundar al schimbătorului ;

q_{CP}[l/h] — debitul de lichid în circuitul primar al schimbătorului ;

q_{CS}[l/h] — debitul de lichid în circuitul secundar al schimbătorului ;

t_i' și t_e' [°C] — temperatura de intrare, respectiv ieșire în circuitul primar al schimbătorului ;

t_i'' și t_e'' [°C] — temperatura de intrare, respectiv ieșire în circuitul secundar al schimbătorului.

Cu aceste notații și semnificații adoptate, rezultă că radiația solară globală R_G (directă, plus difuză), recepționată pe toată suprafața captatorului solar plan* din componența insalației, în intervalul de timp $\Delta\tau$, este dată de relația :

$$R_G[\text{kcal}] = xS_c \cdot \Delta\tau \qquad (1)$$

Dacă η_{CP} este randamentul captatorului solar plan (sau al circuitului primar), atunci putem scrie relația :

$$Y[\text{kcal}] = R_G\eta_{CP} \qquad (2)$$

* Aici și în cele ce urmează, nominalizarea de captator solar plan se referă și la suprafața totală de captare a unei instalații solare, sau a unor tronsoane din instalație, care au o singură intrare și o singură ieșire.

În continuare, dacă η_{SC} este randamentul schimbătorului de căldură (sau al circuitului secundar), avem relația :

$$Z[\text{k cal}] = Y\eta_{SC} \tag{3}$$

Din relațiile anterioare rezultă că :

$$Z[\text{k cal}] = R_G\eta_{CP}\cdot\eta_{SC} \tag{4}$$

Pentru cele ce urmează, menționăm că, în toate instalațiile experimentate, volumul de fluid de lucru din captatorul solar plan și respectiv cel din vasul de stocare au reprezentat 90—95% din volumul de fluid existent în circuitul primar închis și respectiv în circuitul secundar, astfel încît considerațiile și concluziile referitoare la aceste circuite reprezintă, în această proporție, pînă la identificarea completă, elementele majore din punct de vedere volumic din componența instalațiilor (captatorul și vasul de stocare).

În aceeași ordine de idei amintim că, date fiind condițiile de experimentare în exploatare impuse. V_{CP}, V_{ST} și Q_{CP} au valori constante, iar R_7 este variabilă ca urmare a variației naturale a lui x, sau a variației impuse lui $\Delta\tau$ (dar măsurabilă direct) și cu efecte generate, detectabile prin măsurarea directă a variațiilor de temperatură Δt. Se poate afirma că ne referim la un regim hidro-dinamic staționar, care a funcționat în regim termic nestaționar, avînd t_e = variabil, cu schimburi de căldură cu exteriorul nesemnificative, datorită condițiilor de izolare termică asigurate instalației.

În aceste condiții, cantitatea de energie termică furnizată de schimbătorul de căldură se regăsește aproape integral acumulată în vasul de stocare, caz în care valoarea lui Z este dată de relația :

$$Z = V_{ST}\cdot\Delta t_{ST}\ [\text{Kcal}] \tag{5}$$

În această situație, din relațiile (4) și (5) rezultă :

(6)

$$\eta_{CP}\cdot\eta_{SC} = \frac{V_{ST}\cdot\Delta t_{ST}}{R_G} = \frac{Z}{R_G} = \eta_{ST}\ [\%]$$

În continuare, din relațiile (2) și (6) rezultă direct expresia lui η_{SC} :

$$\eta_{SC} = \frac{V_{ST}\Delta t_{ST}}{\eta_{CP}R_G} = \frac{V_{ST}\Delta t_{ST}}{Y}\ [\%] \tag{7}$$

Date fiind condițiile experimentale impuse, rezultă că în circuitul primar închis, un același ipotetic volum de fluid de lucru (apă) parcurge traseul cu viteză constantă și revine ciclic, în aceeași poziție, după același interval de timp.

Ținînd seama de formulele dimensionale pentru V_{CP} și Q_{CP} (L^3 și respectiv L^3T^{-1}) rezultă că raportul lor este exprimat de relația :

$$\frac{V_{CP}}{Q_{CP}} = \theta\ [\text{h}], \tag{8}$$

sau :

$$\frac{V_{CP}}{Q_{CP}}\cdot 60 = \theta_1\ [\text{min.}] \tag{8'}$$

care reprezintă valoarea numerică efectivă a intervalului de timp ciclic, perioada de revenire în aceeași poziție și cu aceeași viteză.

În această situație, rezultă că valoarea numerică efectivă a lui Y din relația (2) a cantității de energie termică furnizată de captatorul solar plan este dată de relația :

$$Y = V_{CP}\Sigma_k\Delta t_{CP}\ [\text{Kcal}] \tag{9}$$

unde

$$\Sigma_k\Delta t_{CP} = \Sigma_k(t_{ek} - t_{ik-1}),\ k = 1,2\ldots.n,$$

este suma variațiilor ciclice ale temperaturii apei din circuitul primar, în intervalul de timp $\Delta\tau$, măsurate la intervale periodice egale cu θ (8) sau θ_1 (8'), la intrarea t_i și ieșirea t_e din captatorul solar plan.

Ca urmare din relația (2), (7) și (9) rezultă :

$$\eta_{SC} = \frac{V_{ST}\Delta t_{ST}}{V_{CP}\Sigma_k\Delta t_{CP}}\ [\%] \tag{10}$$

iar relațiile (1), (2) și (9) sau (7) și (10) rezultă :

$$\eta_{CP} = \frac{V_{CP}\Sigma_k\Delta t_{CP}}{R_G}\ [\%] \tag{11}$$

Relațiile (6) și (10) pot juca rolul de relații de control, pentru analiza compartivă a datelor experimentale, în cazul unor erori de calcul accidentale.

Metoda expusă poate fi utilizată și în cazul cînd în cele două circuite se utilizează lichide diferite : de regulă, apă în circuitul secundar și stocare și un lichid cu punct de congelare coborît mult sub 0°C (de regulă antigel), în circuitul primar.

Adoptînd notațiile γ_1 și cp_1 pentru circuitul secundar și stocare și γ_2 și cp_2 pentru circuitul primar, principalele formule anterior expuse, utilizate practic în calcule, devin :

$$Z = \gamma_1 cp_1 V_{ST}\Delta t_{ST}\ [\text{Kcal}] \tag{5'}$$

(6')

$$\eta_{CP}\cdot\eta_{SC} = \frac{\gamma_1 cp_1 V_{ST}\Delta t_{ST}}{R_G} = \frac{Z}{R_G} = \eta_{ST}\ [\%]$$

$$Y = \gamma_2 cp_2 V_{CP}\Sigma_k\Delta t_{CP}\ [\text{Kcal}] \tag{9'}$$

$$\eta_{SC} = \frac{\gamma_1 cp_1 V_{ST} \Delta t_{ST}}{\gamma_2 cp_2 V_{CP} \Sigma_k \Delta t_{CP}} \quad [\%] \qquad (10')$$

$$\eta_{CP} = \frac{\gamma_2 cp_2 V_{CP} \Sigma_k \Delta t_{CP}}{R_G} \quad [\%] \qquad (11')$$

Nu am experimentat și nu am luat în considerare cazul (credem, ineficient din punct de vedere practic) al unei instalații posibil de realizat din punct de vedere tehnic, în care schimbătorul de căldură să prezinte un circuit secundar închis, fără legătura directă (comună) cu vasul de stocare, dotat cu element de antrenare separat, ceea ce ar permite utilizarea unui alt lichid purtător de calorii, în locul apei, în acest circuit secundar.

Într-un asemenea caz, sau chiar și în cazul utilizării apei în ambele circuite (primar și secundar) ale schimbătorului, se poate determina separat randamentul schimbătorului conform relației :

$$\eta_{SC} = \frac{v_{CS} \Sigma_k \Delta t_{CS}}{v_{CP} \Sigma_k \Delta t_{CP}} \quad [\%] \qquad (10'')$$

unde :

$\Sigma_k \Delta t_{CS} = \Sigma_k (t''_{ek} - t''_{ik-1})$, la intervale $\Theta'' = \frac{v_{CS}}{q_{CS}} \cdot 60$ și

$\Sigma_k \Delta t_{CP} = \Sigma_k (t'_{ek} - t'_{ik-1})$, la intervale $\Theta' = \frac{v_{CP}}{q_{CP}} \cdot 60$,

cînd $K = 1 \ldots n$;

Menționăm că pentru a face posibilă aplicarea metodei propuse, în cursul exerimentărilor efectuate, datele de observație — măsurare au fost prelevate prin intermediul unor traductoare electronice cu precizie de măsurare adecvată, corespunzător amplasate, diagramele înregistrate permițînd prelucrarea ulterioară, verificarea și compararea calculelor și rezultatelor obținute.

Metoda prezentată nu și-a propus să înlocuiască alte metode, anterior cunoscute, care presupun existența unui regim termic staționar t_e = constant și debit variabil), ci numai să ofere posibilitatea determinării randamentului mediu global în primă aproximație, pentru captatori și instalații aflate în exploatare, fiind în consecință o metodă ce presupune un regim hidrodinamic staționar, deci debit constant și t_e = variabil.

CZ : 620.9

Intercompararea performanțelor unor captatori solari plani

Fiz. Pană, Andrei **IONESCU** — I.C.S.I.T.E.E.M.R. București

Introducere

Intercompararea la care ne referim în prezenta lucrare s-a desfășurat, în mai multe etape, în cursul lunilor ianuarie-mai, performanțele fiind determinate prin intermediul metodei de calcul a randamentului mediu global pentru captatori și instalații solare aflate în exploatare.

Cu această metodă de calcul, experimentările captatorilor solari plani $\mathbf{H}_{II}$ și $\mathbf{H}_{III}$, efectuate pe instalațiile $\mathbf{I}_{II}$ și $\mathbf{I}_{III}$, conform metodologiei de lucru impuse de metodă, au pus în evidență rezultatele exprimate parțial în tabelul 1 pentru etapa **a** și tabelul 2 pentru etapa **b**.

Etapa **a** se referă la experimentări efectuate în perioada ianuarie-februarie, în regim dinamic, cu circuit primar închis și acumulare de calorii în vas de stocare folosind ca fluid de lucru, agent purtător de calorii în circuitul primar, o soluție apoasă de colorant negru textil.

Etapa **b** se referă la experimentări efectuate în perioada martie, în regim static, cu circuit primar deschis și acumulare de calorii în captatorul solar plan, folosind ca fluid de lucru și agent purtător de calorii, apa de la rețeaua de alimentare.

În ceea ce privește rezultatele din tabelul 2, menționăm că etapa **b**, la care se referă, a avut drept obiectiv principal urmărirea variației cantității de căldură (calorii) acumulată în captator, de fapt, obținerea de temperaturi maxime posibile în captator în condițiile experimentale date : intervale de timp $\Delta\tau$, condiții de mediu și radiație globală R_G, diferite.

Regim static. Stocare secvențială

Dispunînd de datele experimentale sus citate, în subsidiar, s-au calculat randamentele

Tabelul 1

Data și ora	R_G [kcal]	Mediu ambiant t_{ma} [°C]		CAPTATOR SOLAR PLAN										Stocare			
								intrare t_i [°]		ieșire t_e [°]		$\Sigma_k \Delta t_{cp}$ [°]	η_{cp} [%]	t_{st} [°C]		Δt_{st} [°C]	η_{st} [%]
		min	max	Tip	S_c [m²]	Q_{cp} [l/h]	V_{cp} [l]	min.	max.	min.	max.			min.	max.		
31.01 / 11^{40}—13^{00}	423	+3	+7	H_{II}	1,0	50	7	10	17	10	23	34,5	43	7	8	1	14
10.02 / 10^{00}—15^{00}	1789	—4	—5	$H_{II}+H_{III}$	1,76	30	14	1,5	10	6,5	26	104,5	64	1	8,5	7,5	25
13.02 / 10^{00}—15^{00}	1505	+2,5	+7	$H_{II}+H_{III}$	1,76	40	14	7	17	10	29	75	70	0	7	7	28
15.02 / 09^{00}—15^{00}	2947	+1,5	+5	$H_{II}+H_{III}$	1,76	100	14	7,5	25	7,5	30	122	58	7,5	21	13,5	27
21.02 / 12^{00}—16^{00}	2494	+1,5	+5	$H_{II}+H_{III}$	1,76	120	14	19	25	22	29	102	57	10	20	10	24
22.02 / 10^{00}—16^{00}	3902	+2	+6	$H_{II}+H_{III}$	1,76	120	14	12	32	12	36	172	62	10	26	16	25
23.02 / 10^{00}—15^{00}	4420	+3	+6	$H_{II}+H_{III}$	1,76	120	14	20	41	21	45	239	76	20	35	15	20

Tabelul 2

Data și ora	R_G [kcal]	CAPTATOR SOLAR PLAN							
		Tip	S_c [m²]	V_{CP} [l]	temperatura inițială t_i [°C]	temperatura finală t_f [°C]	$\Delta' t_{CP}$ [°C]	$V_{CP}\Delta t_{CP}$ [kcal]	η'_{CP} [%]
24.03 / 10^{10}—12^{10}	906	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	11	40	29	406	45
23.03 / 10^{30}—13^{30}	1118	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	12	46	34	476	43
27.03 / 11^{00}—12^{45}	697	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	14	34	20	280	40
30.03 / 09^{30}—12^{20}	2218	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	14	64	50	700	31
29.03 / 09^{30}—10^{40}	713	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	15	45	30	420	59
28.03 / 09^{30}—12^{10}	1360	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	15	50	35	490	36
20.03 / 13^{30}—15^{10}	1943	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	16	46	30	420	22
24.03 / 12^{30}—13^{50}	502	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	19	29	10	140	28
28.03 / 12^{30}—14^{50}	1279	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	20	47	27	378	30
30.03 / 12^{30}—15^{00}	1830	$H_{II}+H_{III}$	1,76	14	20	52	32	442	24

captatorului în situațiile date din etapa **b** folosind formula (vezi notațiile de la articolul anterior) :

$$\eta'_{CP} = \frac{V_{CP}\Delta' t_{CP}}{R_G} \quad [\%] \qquad (1)$$

Se constată astfel (conform datelor din tabelul 2), descreșterea randamentului funcție de creșterea radiației recepționate și implicit de creșterea temperaturii finale, obținute în acest regim static.

Facem observația că, în accepția dată anterior pentru ceea ce am numit regim dinamic staționar, regimul static cu circuit primar deschis și acumulare secvențială de calorii în captatorul solar plan (regim la care se referă datele din tabelul 2), poate fi considerat ca un caz particular al regimului anterior cu parametrii :

$$V_{CP} = V'_{ST} = \text{constant} ;$$

$$Q_{CP} = 0 ;$$

$$R_G = \text{variabil.}$$

Ca urmare formula (1) poate lua și forma :

$$\eta'_{CP} = \frac{V_{CP}\Delta' t_{CP}}{R_G} = \frac{V'_{ST}\Delta' t_{ST}}{R_G} = \eta'_{ST} \quad [\%] \qquad (1')$$

unde :

$V'_{ST} = V_{CP}$ = constant [l] ;
$\Delta' t_{ST} = \Delta' t_{CP} = t_f - t_i$ [°C] ;
t_i = temperatura inițială în captator [°C] ;
t_f = temperatura finală în captator [°C].

Această relație pune în evidență caracteristica teoretică superioară de convertire — stocare secvențială, în captatorul solar plan, în cazul regimului static, caz în care :

$$\eta'_{ST} = \eta'_{CP} \quad [\%] \qquad (2)$$

Folosind formulele (1) și (1') și experimentări viitoare adecvate, cu deversare secvențială în vase de stocare (depozitare) avînd $V_{ST} > V_{CP}$, credem că se pot obține rezultate mai concludente referitoare la :

— influența mediului ambiant asupra randamentului, în cazul cînd se experimentează același captator în condiții de mediu diferite, dar se oprește experimentarea în momentul cînd s-a recepționat aceeași cantitate de radiație a cărei valoare poate fi prestabilită ;

— influența temperaturii finale obținute asupra randamentului, în cazul cînd se experimentează același captator, în condiții de mediu diferite (asemănătoare), dar se oprește experimentarea în momentul cînd s-a obținut aceeași temperatură, a cărei valoare a fost prestabilită.

Regim dinamic. Stocare continuă

Experimentările captatorilor solari plani $\mathbf{H}_{II}$, $\mathbf{H}_{IV}$ și $\mathbf{H}_{VI}$, efectuate cu instalația $\mathbf{I}_{IV}$ conform metodologiei de lucru impusă de metoda de testare, comparativ și cu un captator solar plan ales ca referință notat $\mathbf{H}_R$ au pus în evidență rezultatele experimentale ilustrative (parțial) cuprinse în tabelul 3 pentru etapa **a** și în tabelele 4 și 5 pentru etapa **b**.

Etapa **a** se referă la experimentările efectuate în luna aprilie, în regim dinamic, cu circuite primare deschise folosind ca fluid de lucru agent purtător de calorii, apa de la rețeaua de alimentare.

Etapa **b** se referă la experimentările efectuate în luna mai, în regim dinamic, cu circuite primare deschise folosind ca fluid de lucru agent purtător de calorii apa de la rețeaua de alimentare, și adoptînd ca element de referință captatorul solar $\mathbf{H}_R$.

Experimentările din etapa **a** au avut ca obiectiv principal detectarea unui debit Q_{CP} optim, care în condițiile experimentale date să conducă la un η_{CP} îmbunătățit.

Datele de observație experimentale fiind puțin numeroase nu ne permit să afirmăm cu certitudine că s-a detectat debitul Q_{CP} optim sau că creșterea lui conduce singură la o singură creștere substanțială a lui η_{CP}.

Experimentările din etapa **b** au avut ca obiectiv principal intercompararea performanțelor captatoarelor plane $\mathbf{H}_{IV}$ și $\mathbf{H}_{VI}$ cu cel ales ca referință, experimentări în cazul cărora debitele Q_{CP} pentru $\mathbf{H}_{IV}$ și $\mathbf{H}_{VI}$ au fost corelate cu debit de referință 25 l/h prin intermediul factorului de corelare.

$$C = \frac{S_C}{S_R} = \frac{Q_C}{Q_R}$$

unde :

S_C = suprafața de expunere (recepție) efectivă a captatorului supus comparării ;
S_R = suprafața de expunere (recepție) efectivă a captatorului de referință ;
Q_C = debitul în captatorul supus comparării ;
Q_R = debitul în captatorul de referință.

Datele de observație experimentale puțin numeroase permit totuși să se afirme că în condițiile experimentale date, captatorii $\mathbf{H}_{IV}$ și $\mathbf{H}_{VI}$ au pus în evidență valori mai mari ale lui η_{CP} și au furnizat, în același interval de timp și în aceleași condiții de experimentare, fiecare separat, mai multe calorii decît captatorul de referință.

Față de rezulatele de mai sus apreciem că rezultate mai concludente asupra comportării captatorilor solari plani în regim dinamic și circuit deschis s-ar putea obține prin deversa-

Tabelul 3

Data și ora	CAPTATOR SOLAR PLAN								
	Tip	S_C [m²]	R_G [kcal]	Q_{CP} [l/h]	V_{CP} [l]	t_i min [°C]	t_e max [°C]	$V_{CP}\Sigma_k^{\Delta} t_{CP}$ [kcal]	η_{CP} [%]
18.04 / 12^{00}—17^{30}	H_{II}	1,0	2852	50	7	14	24	1855	65
12^{30}—13^{30}	H_{VI}	3,2	2414	50	44	15	42	1188	49
13^{30}—15^{00}	H_{VI}	3,2	2683	100	44	14	23	1452	54
19.04 / 08^{00}—16^{00}	H_{II}	1,0	5272	50	7	14	29	3052	58
	H_{VI}	3,2	17019	100	44	14	39	9812	57
20.04 / 08^{00}—15^{00}	H_{II}	1,0	2825	40	7	14	32	1799	64
	H_{VI}	3,2	9153	50	44	14	47	6424	70
21.04 / 09^{00}—14^{00}	H_{VI}	3,4	8291	50	44	14	47	5412	65
22.04 / 12^{30}—17^{00}	H_{IV}	7,01	19025	100	88	13	50	14520	75
	H_{VI}	3,4	6688	50	44	13	48	10293	65
27.04 / 08^{00}—15^{00}	H_{IV}	7,01	20637	50	88	14	55	11528	55

rea continuă într-un vas de stocare și experimentări viitoare adecvate. Am avea un anumit regim dinamic staționar caracterizat de parametrii :

V_{CP} = constant ;
Q_{CP} = constant ;
V_{ST} = constant = $Q_{CP} \cdot \Delta\tau$;
R_G = variabil.

Tabelul 4

Data și ora	CAPTATOR SOLAR PLAN								
	Tip	S_G [m²]	R_G [kcal]	Q_{CP} [l/h]	V_{CP} [l]	t_i min [°C]	t_e max [°C]	$V_{CP}\Sigma_k^{\Delta} t_{CP}$ [kcal]	η_{CP} [%]
16.05 / 09^{00}—15^{00}	H_{IV}	7,01	14060	69	88	16	40	7568	53
	H_{VI}	3,4	6320	33	44	16	46	4048	64
	H_R	2,55	5115	25	4,4	16	45	2178	42
17.05 / 08^{00}—16^{00}	H_{IV}	7,01	21088	69	88	16	42	9064	43
	H_{VI}	3,4	10230	33	44	16	46	5148	52
	H_R	2,55	7671	25	4,4	16	46	2794	36
22.05 / 08^{00}—16^{00}	H_{IV}	7,01	25198	69	88	17	51	12496	49
	H_{VI}	3,4	12230	33	44	17	57	8492	69
	H_R	2,55	9173	25	4,4	17	49	4545	49

Ca urmare formula :

$$\eta_{CP} = \frac{V_{CP}\Sigma_k \Delta t_{CP}}{R_G} \quad [\%] \qquad (3)$$

pentru $K = 1 \ldots n$
poate lua forma :

$$\eta_{CP} = \frac{V_{CP}\Sigma_k \Delta t_{CP}}{R_G} = \frac{V_{ST}\Delta' t_{ST}}{R_G} =$$

$$= \frac{Q_{CP}\Delta\tau\Delta' t_{ST}}{} = \eta''_{ST} \quad [\%] \qquad (4)$$

unde :

$\Delta'' t_{st} = t_{fs} - t_{ic}$ [°C] ;

t_{ic} = temperatura la intrarea în captator [°C] ;

t_{fs} = temperatura finală în vasul de stocare [°C].

Relația pune în evidență caracteristica teoretică superioară, de stocare continuă prin simplă deversare în vas de stocare, în cazul regimului dinamic cu circuit primar deschis, caz în care :

$$\eta''_{ST} = \eta_{CP} \quad [\%] \qquad (5)$$

Asemenea exprimentări ar putea oferi date referitoare la :

— influența mediului ambiant asupra randamentului, în cazul cînd se experimentează același captator în condiții de mediu diferite, dar se oprește experimentarea în momentul cînd s-a recepționat aceeași cantitatea de radiație la o valoare anterior stabilită ;

— influența temperaturii finale obținute asupra randamentului, în cazul cînd se experimentează același captator în condiții de mediu diferite, dar se oprește experimentarea în momentul cînd s-a obținut aceiași temperatură la o valoare anterior stabilită. Evident că, în cazul intercomparării, trebuie utilizat și factorul de corelare : $C = \frac{S_C}{S_R} = \frac{Q_C}{Q_R}$

Concluzii, metodologie, intercomparări

Avînd în vedere acumulările realizate pînă în prezent în cursul activităților practice de testare și evaluare a performanțelor captatorilor solari plani, în condiții experimentale de comportare în exploatare, și bazați pe metoda de calcul a randamentului mediu global (1), ne luăm permisiunea să propunem, la modul principal, o metodologie de efectuare a intercomparării performanțelor captatorilor solari plani, în condiții identice cu mediul natural.

Pentru aceasta convenim să notăm cu $\mathbf{H_1}$, $\mathbf{H_2}$ ..... $\mathbf{H_n}$ = captatorii solari plani supuși intercomparării.

Considerăm că se realizează condiții identice de mediu natural, în cadrul intercomparării, atunci cînd, în aceleași condiții de spațiu și timp

Tabelul 5

Data și ora	Captator solar tip	S_C [m²]	V_{CP} [l]	Q_{CP} [l/h]	t_i [°C]	t_e [°C]	Δt_{CP} [°C]
16.05 10⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	18	24	6
	H_{VI}	3,4	44	33	18	21	3
	H_R	2,55	4,4	25	18	30	12
11⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	16	35	19
	H_{VI}	3,4	44	33	16	38	22
	H_R	2,55	4,4	25	16	37	21
12⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	15	32	17
	H_{VI}	3,4	44	33	15	35	20
	H_R	2,55	4,4	25	15	26	11
13⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	15	30	15
	H_{VI}	3,4	44	33	15	32	17
	H_R	2,55	4,4	25	15	27	12
17.05 10⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	16	27	11
	H_{VI}	3,4	44	33	16	27	11
	H_R	2,55	4,4	25	16	28	12
11⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	17	39	22
	H_{VI}	3,4	44	33	17	43	26
	H_R	2,55	4,4	25	17	39	22
12⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	17	38	21
	H_{VI}	3,4	44	33	17	39	22
	H_R	2,55	4,4	25	17	40	23
13⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	17	40	23
	H_{VI}	3,4	44	33	17	44	27
	H_R	2,55	4,4	25	17	36	19
14⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	16	39	23
	H_{VI}	3,4	44	33	16	39	23
	H_R	2,55	4,4	25	16	35	19
15⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	16	27	11
	H_{VI}	3,4	44	33	16	25	9
	H_R	2,55	4,4	25	16	19	3
22.05 09⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	17	26	9
	H_{VI}	3,4	44	33	17	30	13
	H_R	2,55	4,4	25	17	30	13
10⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	18	36	18
	H_{VI}	3,4	44	33	18	42	24
	H_R	2,55	4,4	25	18	41	23
11⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	18	43	25
	H_{VI}	3,4	44	33	18	49	31
	H_R	2,55	4,4	25	18	46	28
12⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	18	50	32
	H_{VI}	3,4	44	33	18	55	37
	H_R	2,55	4,4	25	18	46	28
13⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	18	50	32
	H_{VI}	3,4	44	33	18	55	37
	H_R	2,55	4,4	25	18	43	25
14⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	18	51	33
	H_{VI}	3,4	44	33	18	55	37
	H_R	2,55	4,4	25	18	44	25
15⁰⁰	H_{IV}	7,01	88	69	20	43	23
	H_{VI}	3,4	44	33	20	48	28
	H_R	2,55	4,4	25	20	32	12

(loc și timp de expunere), toți captatorii solari plani supuși intercomparării recepționează individual aceeași cantitate de radiație x [kcal/m^2.h].

Ținînd seama de condițiile de mediu natural în care se lucrează, se poate considera că parametrii interni proprii captatorilor notați cu $S_{c1} \div S_{cn}$ și $V_{CP1} \div V_{CPn}$, au valori constante, fiind direct determinanți, ceea ce le condiționează, în mod implicit, performanțele.

Parametrii externi, ce nu aparțin direct captatorilor, dar care, în principal, le determină performanțele sînt x și $Q_{CP1} \div Q_{CPn}$.

Intercomparareа în regim static. Adoptăm ca refrință captatorul H_1, cu parametrii săi S_{c1} și V_{CP1}, și considerăm că (numai următoarele situații se pot întîlni :

a) $S_{c1} = S_{ci}$ și $V_{CP1} = V_{CPi}$, $(i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_i}$ este un captator de același tip cu $\mathbf{H_1}$;

b) $S_{c1} \neq S_{ci}$ și $V_{CP1} = V_{CPi}$, $(i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_i}$ este un captator de tip diferit de $\mathbf{H_1}$;

c) $S_{c1} \neq S_{ci}$ și $V_{CP1} = V_{CPi}$, $i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_i}$ este un captator de tip diferit de $\mathbf{H_1}$;

d) $S_{c1} \neq S_{ci}$ și $V_{CP1} \neq V_{CPi}$, $i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_1}$ este un captator de tip diferit de $\mathbf{H_1}$.

Convenim să considerăm, de asemenea, că $\mathbf{H_i}$ este un captator diferit ca tip de $\mathbf{H_1}$, pentru orice altă schimbare introdusă la $\mathbf{H_1}$ în ceea ce privește calitatea și cantitatea componentelor obiectului (material receptor, izolație, ecrane protectoare, agent), ceea ce generează situațiile **a')** ... **d')**, similare cu **a)** ... **d)**, referitoare la S_{ci} și V_{CPi}.

Pe baza metodei adoptate și a aplicațiilor sale în regim static cu stocare secvențială expuse la capitolul 1, folosind relațiile (1') și (1), se determină randamentele $\eta'_{CPi} = (i = 1 \ n)$.

Funcție de valorile individuale ale acestor randamente putem afirma, pentru situațiile anterior expuse :

a) $\mathbf{H_i}$ mai bun, sau nu, decît $\mathbf{H_1}$, ca exemplar în cadrul tipului $(i = 2 \ldots n)$;

b) d) și a') ..... d') $\mathbf{H_i}$ mai bun, sau nu, ca $\mathbf{H_1}$, ca tip de captator.

Experimentările trebuie să fie astfel conduse încît aceste afirmații să poată include :

— **influența mediului ambiant** asupra randamentelor, caz în care se intercompară captatoarele în condiții de mediu diferite, zile diferite cu condiții meteo și de radiație diferite, dar se întrerupe de fiecare dată intercomparareа în momentul cînd s-a recepționat aceeași cantitate de radiație globală, eventual anterior stabilită ;

— **influența temperaturii finale obținute** asupra randamentelor, caz în care se intercompară captatoarele în condiții de mediu diferite, zile diferite cu condiții meteo și de radiație diferite, dar se întrerupe de fiecare dată experimentarea, cînd s-a obținut aceeași temperatură finală t_f, eventual anterior stabilită.

Credem că, teoretic, se poate presupune cu anticipație sensul evoluției valorilor η'_{CPi} și al caracterizării performanțelor convertorilor după cum urmează în diversele situații :

a) η'_{CPi} conduce la afirmația $\mathbf{H_i}$ mai bun sau nu decît $\mathbf{H_1}$, după cum $\mathbf{H_i}$ nu prezintă, sau prezintă defecțiuni individuale de execuție, sau construcție a materialelor ;

b) η'_{CPi} conduce la afirmația $\mathbf{H_i}$ mai bun sau nu decît $\mathbf{H_1}$, după cum $V_{CPi} < V_{CP1}$ sau $V_{CPi} > V_{CP1}$, făcînd abstracție de influența lui $\Delta\tau$, sau a defecțiunilor individuale de execuție ;

c) η'_{CPi} conduce la afirmația $\mathbf{H_i}$ mai bun, sau nu, decît $\mathbf{H_1}$, după cum $S_{ci} > S_{c1}$ sau $S_{ci} < S_{c1}$, făcînd abstracție de influența lui $\Delta\tau$, sau a defecțiunilor individuale de execuție ;

d) η'_{CPi} conduce la afirmația $\mathbf{H_i}$ mai bun sau nu decît $\mathbf{H_1}$, după cum $V_{CPi} > V_{CP1}$ și $S_{ci} > S_{c1}$, sau $V_{CPi} > V_{CP1}$ și $S_{ci} < S_{c1}$, făcînd abstracție de influența lui $\Delta\tau$, sau a defecțiunilor individuale de execuție.

Intercomparareа în regim dinamic. Adoptînd ca referință, captatorul $\mathbf{H_1}$, cu parametrii săi S_{c1}, V_{CP1} și Q_{CP1} și considerăm că numai următoarele situații se pot întîlni :

a) $S_{c1} = S_{ci}$ și $V_{CP1} = V_{CPi}$, $(i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_1}$ este un captator de același tip ;

b) $S_{c1} = S_{ci}$ și $V_{CP1} < V_{CPi}$, $(i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_1}$ și $\mathbf{H_i}$ sînt captatori de tip diferit ;

c) $S_{c1} < S_{ci}$ și $V_{CP1} = V_{CPi}$, $(i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_1}$ și $\mathbf{H_i}$ sînt captatori de tip diferit ;

d) $S_{c1} < S_{ci}$ și $V_{CP1} < V_{CPi}$, $(i = 2 \ldots n)$; rezultă că $\mathbf{H_1}$ și $\mathbf{H_i}$ sînt captatori de tip diferit ;

Convenim să considerăm, de asemenea, că $\mathbf{H_i}$ este captator de tip diferit de $\mathbf{H_1}$, pentru orice altă schimbare introdusă la $\mathbf{H_1}$ în ceea ce privește calitatea și cantitatea componentelor obiectului (material receptor, izolație, ecrane protectoare, agent) ceea ce privește calitatea și cantitatea componentelor obiectului (material receptor, izolație, ecrane protectoare, agent), ceea ce generează situațiile **a')** ... **d')**, similare cu **a)** ... **d)** referitor la S_{ci} și V_{CPi}.

Pe baza metodei adoptate și a aplicațiilor sale în regim dinamic, cu stocare continuă și diversare simplă expusă anterior folosind relațiile (3) și (4) se determină separat randamentele η_{CPi} pentru circuit primar închis și circuit primar deschis, în următoarele condiții experimentale :

a) $Q_{CPi} = Q_{CPi}$; rezultă $\theta_i \neq \theta_1$

b) $\theta_i = \theta_1$; rezultă $Q_{CPi} \neq Q_{CPi}$

c) $Q_{CPi} = Q_{CP1}\frac{S_{ci}}{S_{c1}}$; rezultă $Q_{CPi} \neq Q_{CP1}$

d) $Q_{CPi} = Q_{CP1}\frac{V_{CPi}}{V_{CP1}}$; rezultă $Q_{CPi} \neq Q_{CP1}$

pentru diverse valori prestabile ale parametrilor de referință Q_{CP1} și θ_1.

Credem că o asemenea metodologie de principiu, deși, poate, incompletă, oferă date experimentale mai numeroase și, în consecință, posibilitatea formulării unor aprecieri mai concludente, referitoare la comportarea în exploatare a convertorilor termosolari plani.

CZ : 620.9

Optimizarea pasului dintre țevi la colectorii solari plani cu apă

Ing. Radu **GRIGORESCU**, șef lucr. dr. ing. Vladimir **FARA** — Institutul politehnic București

Introducere

Proiectarea unui colector solar plan cu apă, prevăzut cu registru de țevi sudate sau lipite pe suprafața absorbantă, implică alegerea corespunzătoare a distanței dintre axele țevilor.

Creșterea eficienței nervurii reclamă o apropiere a acestora ; în acest caz crește însă costul suprafeței absorbante (manoperă mai mare, consum mai mare de material). De aici, apare ideea unei distanțe optime între țevi, care să constituie un compromis între eficiență și cost [1—3]. Acest optim apare din maximizarea raportului energie colectată/cost suprafață absorbantă. În lucrarea de față este propusă o metodă operativă de calcul, care ia în discuție atît parametrii tehnologici, cît și parametrii economici.

Modelul matematic

Vom folosi modelul fizic prezentat în figura 1 și vom calcula energia radiantă absorbită de

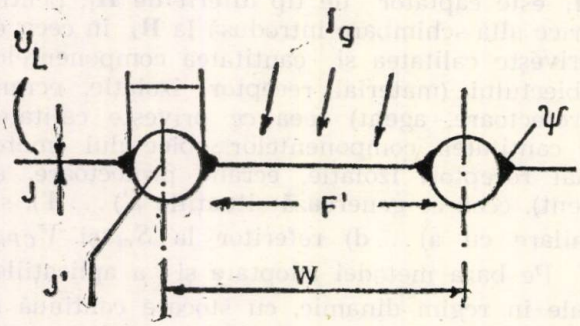


Fig. 1 Model fizic de suprafață absorbantă.

suprafața absorbantă a unui colector solar. Expresia acesteia este dată de relația :

$$Q = [F' \ (w - D) + D] \cdot I_g \qquad (1)$$

unde :

F' — eficiența nervurii ;

w, D — distanța, respectiv diametrul unei țevi.

Eficiența F' este :

$$F' = \frac{1}{m\frac{w-D}{2}} \operatorname{th}\left[m\frac{w-D}{2}\right] \qquad (2)$$

unde :

$$m \equiv \sqrt{\frac{2U_L}{\lambda y}}$$

În relația (3) avem :

λ — conductivitatea materialului din care este realizată suprafața absorbantă ;

y — grosimea tablei ;

U_L — coeficientul global de pierderi termice ale colectorului solar.

Costul unui metru liniar (după axa țevii) de colector solar (cu lățimea de 1 m) este de forma :

$$C_c = \frac{1}{w} C_{Tv}\pi D y'\psi + C_T y \cdot l + C_a l =$$

$$= C_a\left[\frac{1}{w} f\pi D y'\psi + a \cdot y + 1\right] \qquad (4)$$

unde :

$$f \equiv \frac{C_{Tv}}{C_a}; \quad a \equiv \frac{C_T}{C_a} \qquad (5)$$

În relația (4) apar următoarele mărimi :

y' — grosimea peretelui țevii ;

C_{Tv} — costul volumetric al țevilor ;

C_T — costul volumetric al tablei ;

C_a — costuri auxiliare (izolație, carcasă, suprafață transparentă etc.; aceste costuri nu influențează distanța dintre țevi);

ψ — raportul dintre costul manoperei și costul țevii.

Vom introduce următoarele notații:

$$K \equiv C_a \cdot f\pi Dy'\psi; \quad T \equiv C_a(ay+1) \tag{6}$$

Punem în evidență variația raportului energie absorbită/cost colector (energia absorbită fiind raportată la unitatea de timp):

$$P_{sp} \equiv \frac{Q}{C_c} = f(w) = \varphi I_g \tag{7}$$

Funcția φ exprimă variația energiei livrate, avînd expresia:

$$\varphi \equiv \frac{F' + \frac{D}{W}(1-F')}{\frac{1}{W}K + T} \tag{8}$$

Rezultatele obținute. Comentarii

Deoarece calculul analitic este dificil, s-a procedat la un calcul numeric pentru diferite valori ale parametrilor ψ, K, T, D, W_{opt}. Cazurile studiate au fost caracterizate de: $y = 1$ mm, $y' = 1$ mm, $D = 10(8)$ mm, $f = 6307$ m^{-1} $a = 354$ m^{-1}; rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Cazul	φ_1	φ_2	φ_3	φ_4	φ_5	φ_6
ψ	1,65	2,15	1,15	1,65	1,65	1,65
K	28,7	37,48	20	28,7	28,7	28,7
T	148,9	148,9	148,9	200	148,9	148,9
D	8	8	8	8	10	8
W_{opt}	210	225	180	190	210	140

În figura 2 este prezentată dependența funcției φ de distanța dintre țevi w. Se remarcă următoarele:

— există un maxim evident, care arată faptul că dimensionarea unui colector solar plan cu apă, care circulă printr-un registru de țevi, este dependentă de factorii tehnologici și economici;

— avînd în vedere că la realizarea suprafețelor absorbante principala componentă economică este reprezentată de sudura (lipirea) registrului de țevi, creșterea costului manoperei (ψ) conduce la o creștere sensibilă a distanței optime dintre țevi, w_{opt};

— creșterea costului tablei din care este realizată suprafața absorbantă conduce la scăderea pasului dintre țevi, determinînd creșterea eficienței suprafeței absorbante;

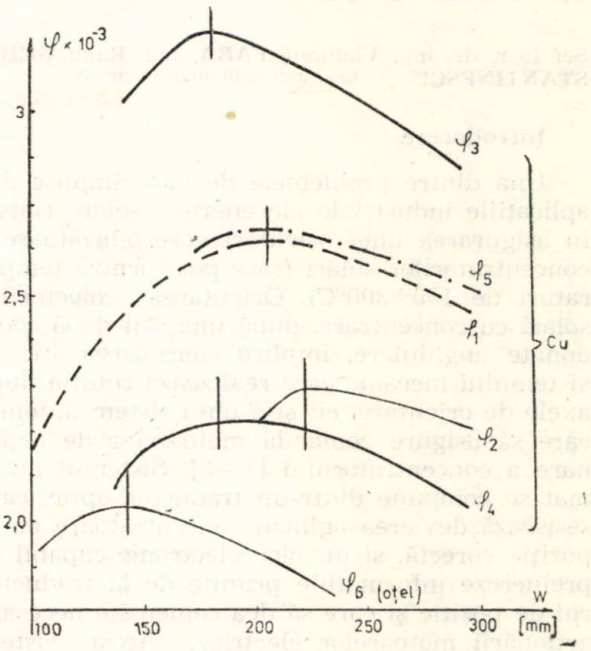


Fig. 2 Variația funcției φ cu distanța W dintre țevi.

— conductivitatea termică a materialului din care este realizată suprafața absorbantă influențează sensibil w_{opt}, creșterea lui λ conducînd la creșterea lui w_{opt} și invers;

— creșterea diametrului țevilor registrului nu influențează optimumul distanței dintre țevi, dar modifică nefavorabil economicitatea colectorului solar.

Concluzii

Modelul de calcul elaborat a pus în evidență existența unei distanțe optime dintre țevi, influențată atît de calitatea materialelor utilizate, cît și de costul acestora. Un factor important îl constituie valoarea manoperei, care impune o limitare a eficienței termice a suprafeței absorbante. Volumul de calcul a fost relativ mic, curbele obținute fiind rulate pe un minicalculator programabil.

Prin această metodă se poate obține un set de curbe pentru eficiența F', pentru diferite materiale și grosimi de tablă, permițînd proiectantului de colectori solari să obțină W_{opt}, chiar în faza de finalizare a tehnologiei de execuție a suprafeței absorbante.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fara, V., Grigorescu, R.:* Conversia energiei solare în energie termică, Editura Științifică și Enciclopedică, București, 1982.

[2] *Vaishya, J. S., Subrahmaniyam, S., Bhide, V. G.:* Economic Design of Flat Solar Absorber, In Solar Energy, 26, 367, 1981.

[3] *Kovarik, M.:* Optimal Distribution of Heat Conducting Material in the Finned Pipe Solar Energy Collector, In Solar Energy, 21, 477, 1978.

CZ : 620.9

Sistem automat de orientare a concentratorilor solari

Şef lucr. dr. ing. Vladimir **FARA**, ing. Radu **GRIGORESCU**, stud. Nicolae **MACOVEI**, stud. George **CONSTANTINESCU** — Institutul politehnic Bucureşti

Introdocere

Una dintre problemele de bază impuse de aplicaţiile industriale ale energiei solare constă în asigurarea unei orientări corespunzătoare a concentratorilor solari (care pot furniza temperaturi de 100÷300°C). Orientarea colectorilor solari cu concentrare, după una sau două coordonate unghiulare, implică conceperea atît a sistemului mecanic care realizează rotaţia după axele de orientare, cît şi a unui sistem automat care să asigure comanda motoarelor de acţionare a concentratorului [1—3]. Sistemul automat se compune dintr-un traductor optic, care sesizează devierea oglinzii concentratoare de la poziţia corectă, şi un bloc electronic capabil să prelucreze informaţiile primite de la traductorul de poziţie şi care să dea comenzile necesare acţionării motoarelor electrice. Acest sistem trebuie să fie stabil în funcţionare, sensibil, cu o bună fiabilitate şi cu un cost scăzut. În lucrarea de faţă, autorii au propus realizarea acestor deziderate pe baza unei soluţii originale atît a traductorului de poziţie, cît şi a circuitului electronic.

Sistemul realizat a fost ataşat unui concentrator cilindro-parabolic (realizat de autori) şi testat în condiţii de lucru.

Principiul de funcţionare

Funcţionarea sistemului de orientare se bazează pe tendinţa de egalizare a iluminării a două fotodiode dispuse simetric faţă de un ecran de reflexie (fig. 1), care conţine direcţia după care sursa luminoasă (Soarele trebuie urmărită. Semnalul este prelucrat de un amplificator diferenţial şi de un bloc de prelucrare a semnalului, care amplifică şi determină sensul de rotaţie a motoarelor de acţionare. Schema de principiu a sistemului de orientare este prezentată în figura 2. Acesta se compune din traductorul de poziţie **TU**, amplificatorul diferenţial $\mathbf{AO_1}$ ($\mathbf{AO_2}$), formatorul impulsuri **FI** şi amplificatorul de curent continuu **Acc** (cîte două pentru fiecare axă de rotaţie), care comandă motoarele de acţionare **M**.

Modul de funcţionare este următorul :

— dacă razele Soarelui sînt paralele cu direcţia △ (cazul 1, fig. 1) energia radiaţiei solare ce cade pe cele două fotodiode este egală, semnalul la ieşirea amplificatorului diferenţial este nul şi motoarele vor fi în repaos ;

— dacă razele Soarelui cad sub un anumit unghi faţă de direcţia △ (cazul 2, fig. 1) atunci

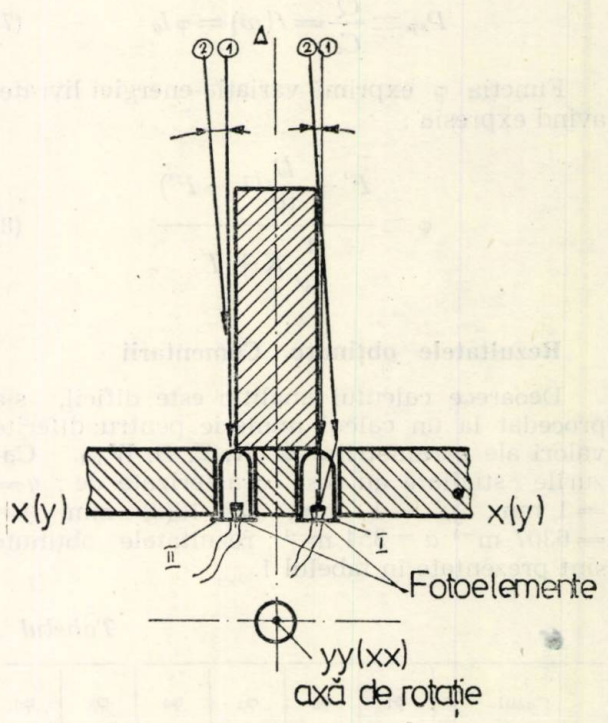


Fig. 1 Funcţionarea sistemului automat de orientare.

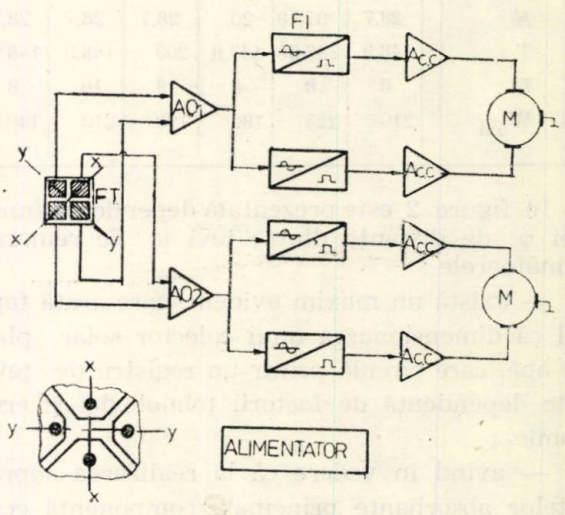


Fig. 2 Schema-bloc a sistemului automat de orientare.

fotodioda **I** va fi umbrită, iar fotodioda **II** va fi iluminată de către radiaţia solară reflectată de

ecran. În acest caz semnalul de la ieşirea amplificatorului $\mathbf{AO_1}$ ($\mathbf{AO_2}$) va fi diferit de zero şi în funcţie de polaritatea se va fi prelucrat de unul, sau altul din cele două formatoare de impulsuri de pe fiecare canal. Impulsul este amplificat de **Acc** şi comandă pornirea motorului **M**, care dă o rotaţie oglinzii (solidare cu **TU**), astfel încît să se deplaseze către dreapta. Mişcarea încetează la egala iluminare a fotodiodelor.

Sistemul poate funcţiona cu unul sau două canale, fiecare asigurînd mişcarea după o axă de rotaţie.

Concepţia şi realizarea traductorului unghiular de poziţie TU

Traductorul **TU** a fost conceput pentru urmărirea automată în două coordonate unghiulare, faţă de două axe de rotaţie xx şi yy (fig. 3). Deoarece planele formate de axa xx

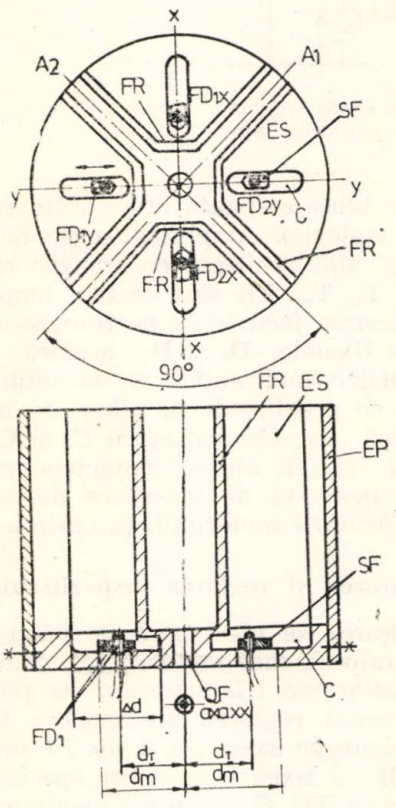


Fig. 3 Schema de principiu a traductorului unghiular de poziţie.

cu Δ şi yy cu Δ sînt perpendiculare între ele şi perpendiculare pe planul xx—yy, traductorul se pretează la orientarea după Soare, într-un sistem cu montură altitudine-azimut.

Montura alt-azimut presupune o axă verticală fixă de rotaţie şi una mobilă, perpendiculară pe prima şi paralelă cu planul orizontal. Aşezînd **TU** cu axa yy paralelă cu axa mobilă de rotaţie, iar aza xx într-un plan format de axa fixă şi direcţia nord-sud, traductorul (fig. 3) va comanda orientarea în unghi de înălţare cu ajutorul fotodiodelor $\mathbf{FD_{1x}}$ — $\mathbf{FD_{2x}}$ (axa yy) iar cea în azimut cu ajutorul fotodiodelor $\mathbf{FD_{1y}}$ — $\mathbf{FD_{2y}}$ (axa xx).

Ecranele de reflectare **(FR)** sînt formate din laturile opuse ale unui pătrat incomplet, care se continuă cu ecranele separatoare **ES**, dispuse după direcţii paralele cu axele secundare $\mathbf{A_{1,2}}$. Fotodiodele **FD** sînt fixate în suporţii **SF**, care culisează pe canale în lungul axelor xx şi yy. Ele pot să culiseze pe distanţele $\Delta d/2$ faţă de o distanţă mediană d_m de axa Δ. Scopul acestor reglaje mecanice este de a simplifica operaţiunile de calibrare ale lui **TU**, datorită imperfecţiunilor mecanice inerente care apar la prelucrarea mecanică a acestuia. Traductorul de poziţie se fixează de structura oglinzii concentratoare, prin intermediul orificiului central de fixare **OF**.

S-a prevăzut introducerea traductorului **TU** într-un cilindru protector **EP**, acoperit în interior cu o vopsea neagră mată. Scopul său este de a limita zona de boltă cerească văzută de fotodiode, în vederea evitării unei surse luminoase false.

Structura şi funcţionarea blocului electronic de prelucrare a informaţiilor TU

Structura blocului electronic de prelucrare a informaţiilor **TU** este următoarea (fig. 2) :

— semnalul de la fotodiodele $\mathbf{FD_{1x}}$ — $\mathbf{FD_{2x}}$ este preluat printr-un divizor de tensiune către amplificatorul diferenţial **AO**, format din circuitul integrat ß A 741. Semnalul de tensiune este amplificat şi distribuit cu — sau +, după cum valoarea semnalului în ramurile divizorului este mai mare pe intrarea inversoare, sau pe intrarea neinversoare ;

— amplificatorul diferenţial este cuplat prin intermediul unor diode (care au rolul de prag de tensiune pentru circuitele următoare), la două circuite formatoare de impulsuri. Aceste formatoare de impulsuri sînt în esenţă amplificatoare de tipul „tot" sau „nimic", prevăzute la intrare cu potenţiometre semireglabile care fixează nivelul de declanşare şi histerezisul montajului. Semnalul iese sub formă de impulsuri negative sau pozitive, în funcţie de semnalul analogic la intrarea lor ;

— impulsurile obţinute sînt amplificate de către amplificatoarele de curent continuu **Acc** şi utilizate pentru acţionarea motoarelor ;

— cuplarea tensiunilor pe bornele servomotorului (tip SUC-1, cu excitaţie în serie) se realizează prin intermediul unor relee ;

— alimentarea se face de la un transformator coborîtor de tensiune de la 380 V la 24 V şi un redresor. De la redresor se preia tensiunea şi se trece printr-un grup de celule stabilizatoare de tensiune la montajul electronic.

Schema electronică de principiu este prezentată în figura 4, iar schema de alimentare în figura 5.

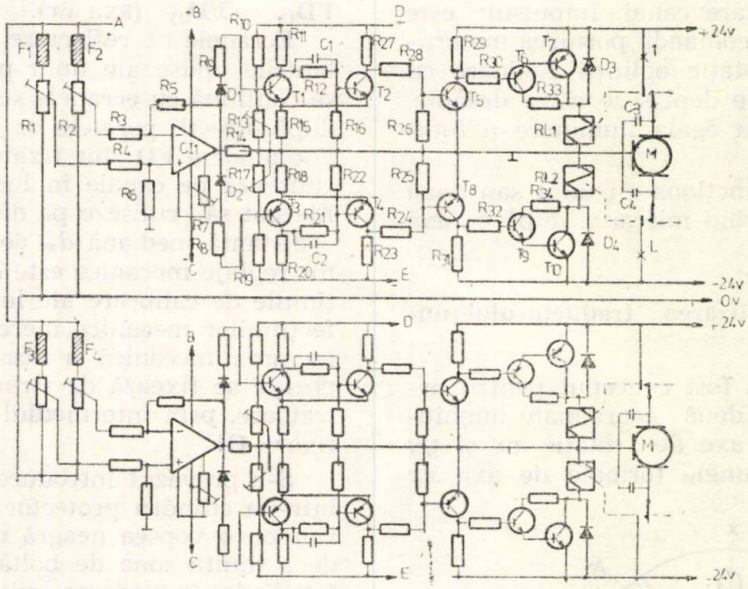


Fig. 4 Schema de principiu a blocului electronic de prelucrare a informaţiilor traductorului unghiular.

În cele ce urmează este prezentată funcţionarea blocului electronic.

Circuitul operaţional ß A 741 asigură amplificarea, în mod diferenţiat, a semnalelor de intrare. La el este conectată rezistenţa semireglabilă R_7 care reglează tensiunea de driver. Cele două amplificatoare de tipul „tot" sau „nimic" sînt realizate cu tranzistoarele T_1, T_2 şi T_3, T_4.

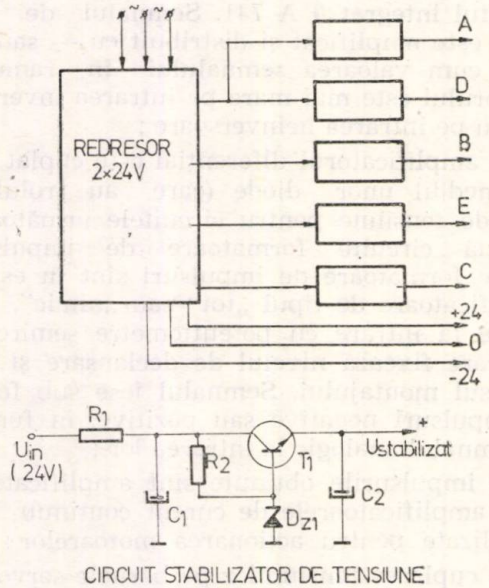


Fig. 5 Schema de alimentare a blocului electronic.

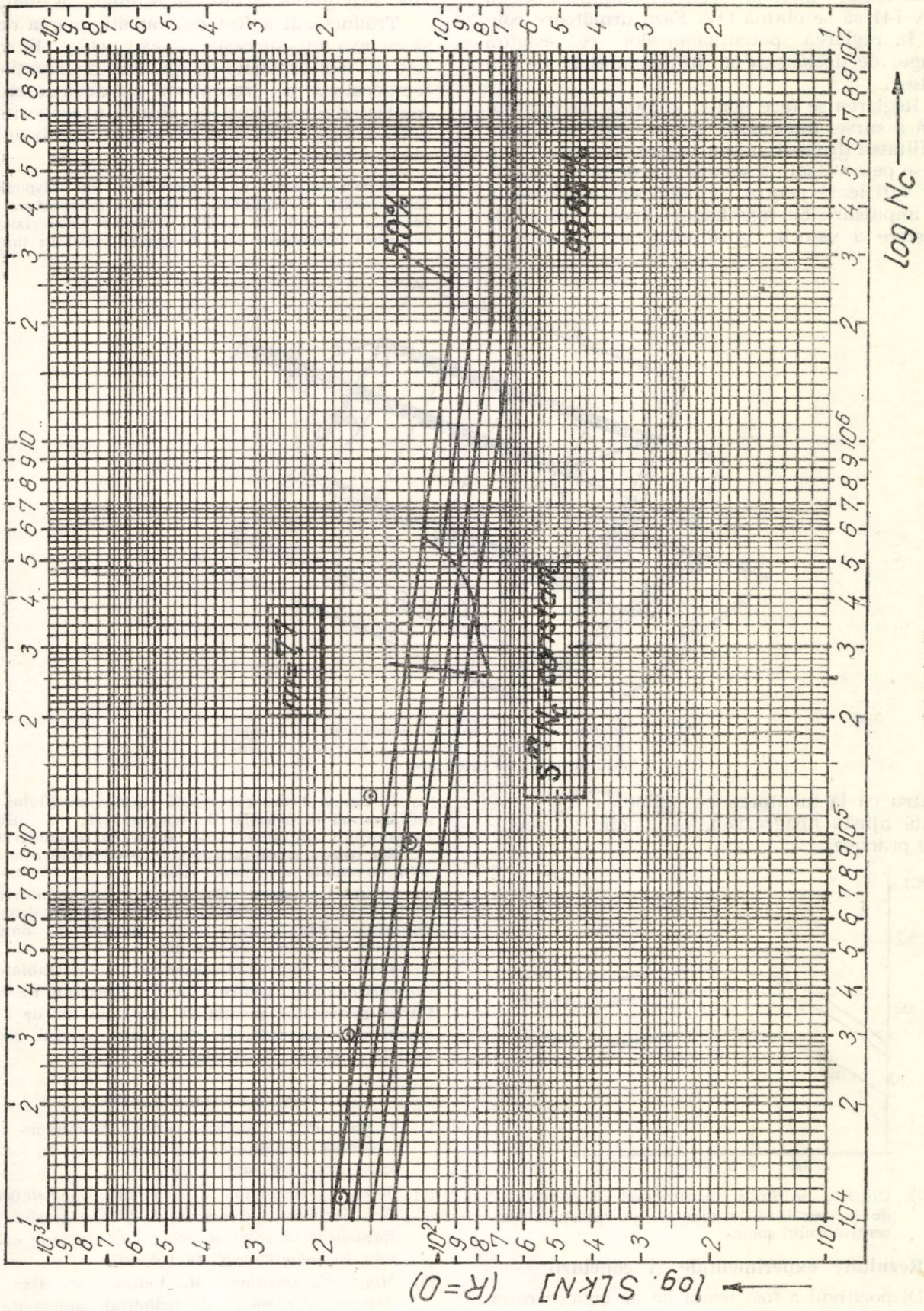
Potenţiometrele semireglabile R_{13} şi R_{14} asigură fixarea unui prag optim de declanşare, în funcţie de histerezisul dat de valoarea tensiunii de blocare (panta descrescătoare a semnalului analogic). Amplificatoarele de curent continuu sînt realizate cu tranzistorii T_5, T_6, T_7 şi T_8 T_9, T_{10}. Ele sînt de fapt amplificatoare, invensarea făcîndu-se pe tranzistorii T_5, T_6 şi T_8 T_9. Diodele D_3 şi D_4 asigură protecţia tranzistorilor finali împotriva tensiunii de autoinducţie ce provine de la releu în momentul declanşării lui. Condensatorii C_3 şi C_4 asigură stingerea scînteii dintre contactele mobile ale releelor, generată de tensiunea de autoinducţie a înfăşurării motorului, la oprirea acestuia

Calibrarea şi reglarea dispozitivului

Calibrarea se efectuează pe părţi distincte ale montajului, fără motoare conectate.

a) *Calibrarea traductorului de poziţie* **TU**. Se efectuează reglarea mecanică a fotodiodelor, separate pe axele *xx* şi *yy*. Pe orificiul de fixare **OF** se fixează un vizor special, coaxial cu axa Δ a **TU**. Cu ajutorul unei surse de lumină paralelă (cu o divergenţă a razelor de maxim 32') se fixează axa Δ paralelă cu razele de lumină. Cu ajutorul unui voltmetru de nul se poziţionează fotodiodele, astfel încît să obţinem zero pe voltmetru (poziţionarea se face de la interior către exterior). Distanţa fotodiodelor faţă de peretele de reflectare are influenţă asupra sensibilităţii unghiulare a **TU**.

b) *Calibrarea montajului*. Se reglează tensiunea de offset a circuitelor operaţionale ß A 741. Pentru aceasta se scurtcircuitează intrările şi se reglează pe nul, din potenţiometrul semi-


log. Nc
log. S[kN] (R=0)
50%
99,99%

reglabil R_7. Apoi se reglează divizorul de tensiune astfel încît la ieşirea amplificatorului ß A 741 să se obţină OV. Faza următoare constă în reglarea potenţiometrelor ce asigură pragul de declanşare a formatoarelor de impulsuri.

Reglarea se face pentru o deplasare unghiulară a sursei luminoase, cu un unghi ales (sensibilitatea dispozitivului), potenţiometrele fixîndu-se pe o valoare a semnalului de intrare mică, dar suficientă pentru iniţializarea formatorului de impulsuri. Se marchează apoi sensul de creştere a valorii tensiunii de iniţializare, pentru ca la montarea pe oglindă a **TU** să se poată ajusta histerezisul, în funcţie de condiţiile practice.

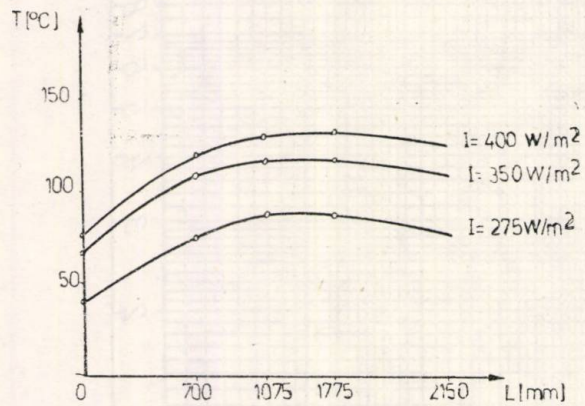


Fig. 7 Curbele profilului longitudinal al distribuţiei de temperatură la nivelul receptorului concentratorului solar.

Rezultate experimentale şi concluzii

Dispozitivul a fost testat pe un concentrator solar cilindro-parabolic (fig. 6) realizat de către autori. Acesta a fost amplasat cu focarul est-vest, orientarea făcîndu-se în unghi de înălţare.

Traductorul a fost montat atît cu axa xx, cît şi cu axa yy, succesiv ca axe active. Rezultatele au fost urmărite cu ajutorul distribuţiei de temperatură pe receptorul concentratorului, realizat dintr-o ţeavă de aluminiu acoperită cu vopsea neagră mată şi izolat cu un tub de sticlă concentric cu aceasta.

Experimentările au demonstrat că dispozitivul funcţionează corespunzător, practic temperatura pe receptor variind cu 1—2°C, datorită impreciziei de orientare (orientarea este de tipul discret în timp).

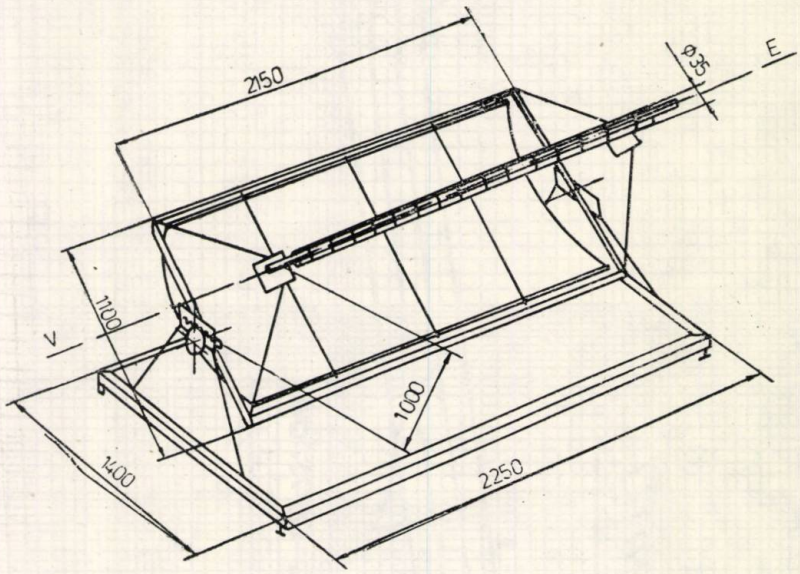


Fig. 6 Schema de principiu a concentratorului solar cilindro-parabolic, la care a fost testat sistemul automat de orientare.

În figura 2 sînt prezentate curbele profilului longitudinal al distribuţiei de temperatură, la nivelul receptorului, obţinute într-o zi cu Soare moderat.

S-a constatat că funcţionarea sistemului este deosebit de stabilă în mijlocul zilei.

În urma experimentărilor s-a impus montarea pe traductorul TU, a ecranului de protecţie EP, deoarece dimineaţa apăreau importante perturbaţii datorită „surselor secundare" de lumină.

Totodată, comenzile automate trebuie dublate de comenzi manuale, pentru a facilita operaţiile de întreţinere, punerea în poziţia de gardă, în caz de întreruperi sau vînt puternic, cît şi punerea în poziţia iniţială a oglinzii, la sfîrşitul zilei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Carden, P. O.*: Steering a field of mirrors using a shared computer-based controller, In Solar Energy **20**, 343, 1978.

[2] *Mori, Y., Hijimata, K., Himeno, N., Nahayama, W.*: Fundamental research on heat trasfer performances of solar focusing and tracking collectors, In Solar Energy, **19**, 595, 1977.

[3] *Minţi, H., Duruian, M., Velisar, J., Acin, A.*: Asupra unor soluţii de heliotrop autonom, In ESA-Electrotehnica, **26**, 311, 1978.

CZ : 620.9

Studiul tehnico-economic al unui concentrator solar cu geometrie compusă „V — W"

Șef lucr. dr. ing. Vladimir **FARA**, ing. Radu **GRIGORESCU**, stud. Elie **GYFTOPOULOS**, stud. Antonis **CHAIVANIS** — Institutul politehnic București

Introducere

Realizarea unor temperaturi de 90÷170°C necesare unei game largi de utilizare (procese industriale, termoficare, condiționarea aerului etc.) impune folosirea colectorilor solari care concentrează radiația solară. Principalul dezavantaj al colectorilor solari cu concentrare este necesitatea orientării permanente după Soare, deoarece majoritatea avînd un focar definit, au unghiuri de acceptanță mai mici decît un grad.

Una dintre soluțiile de perspectivă o constituie utilizarea geometriei Winston [1—3], care poate realiza factori de concentrare relativ mari (5÷30) pentru unghiuri de acceptanță suficient de mari (2÷25°C). Un astfel de sistem permite o orientare la intervale mari de timp, pe parcursul zilei avînd o orientare fixă (de exemplu, pentru un factor de concentrare $C = 10$ acesta poate colecta integral radiația solară în medie

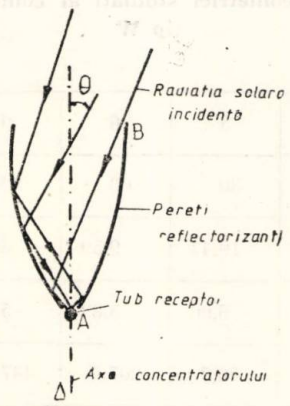


Fig. 1 Schema de principiu a unui concentrator solar tip Winston („W").

șapte ore pe zi). În figura 1 este prezentată schema de principiu a unui astfel de concentrator.

O deficiență importantă a concentratorilor Winston, de tip clasic, o constituie faptul că necesită suprafețe mari de material reflectător pentru 1 m² de suprafață de captare.

Din acest motiv se impune studiul condițiilor optime de utilizare a acestui tip de concentrator, în vederea obținerii unui randament maxim cu un consum minim de material reflectător.

Geometria concentratorilor tip Winston „W"

Considerăm construcția geometrică din figura 2, în care peretele reflectător **AB** este un segment de parabolă al cărei focar se află în

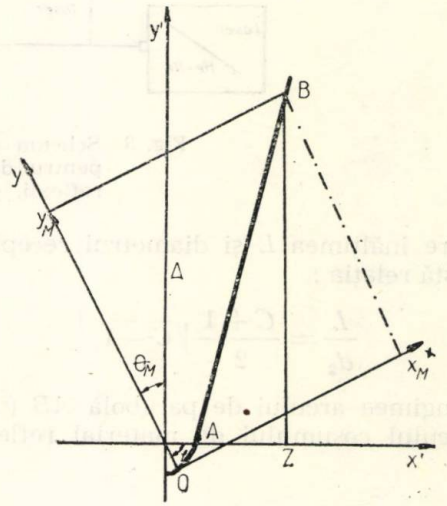


Fig. 2 Elemente de calcul ale geometriei concentratorului tip „W".

punctul **C**, axa parabolei fiind înclinată cu unghiul θ_M față de axa Δ a concentratorului.

Distanța focală OC a parabolei este dată de relația :

$$f = \frac{1}{2} r(1 + \cos \varphi) = \frac{d_2}{2}(1 + \sin \theta_M) \qquad (1)$$

θ_M este determinat din relația :

$$\sin \theta_M = \frac{d_2}{d_1} = \frac{1}{C} \qquad (2)$$

în care :

C — factorul de concentrare ;
d_1 — deschiderea oglinzii ;
d_2 — diametrul receptorului.

Înălțimea concentratorilor (segmentul BD) este :

$$BD = L = \frac{d_1 + d_2}{2} \operatorname{ctg} \theta_M \qquad (3)$$

Ecuația parabolei în coordonate rectangulare are forma :

$$y = \frac{x^2}{4f} \tag{4}$$

Limitele între care se calculează segmentul de parabolă AB sînt :

$$x_m = d_2 \cos \theta_M$$

$$x_M = \frac{d_2}{2}(C+1) + L \sin \theta_M \tag{5}$$

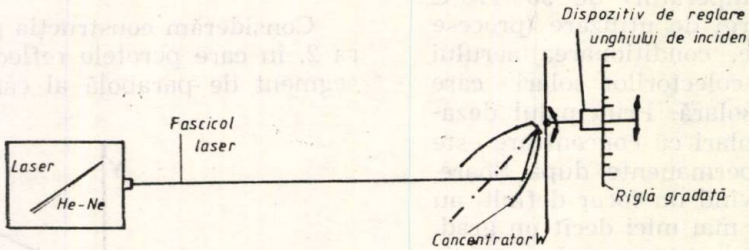


Fig. 3 Schema dispozitivului experimental utilizat pentru determinarea numărului mediu de reflexii, pentru un concentrator tip „W".

Între înălțimea L și diametrul receptorului d_2 există relația :

$$\frac{L}{d_2} = \frac{C+1}{2}\sqrt{C^2-1} \tag{6}$$

Lungimea arcului de parabolă AB (necesar în calculul cosumului de material reflectător) este :

(7)

$$L_R = 2f\left[\frac{1}{2}\operatorname{arc\,sh}\frac{x}{2f} + \frac{x}{4f}\sqrt{\frac{x^2}{4f^2}+1}\right]\Bigg|_{x_m}^{x_M}$$

unde :

$$\operatorname{arcsh} x' = \ln\left[x' + \sqrt{(x')^2+1}\right] \tag{8}$$

Determinarea experimentală a numărului mediu de reflexii pentru un concentrator tip „W"

Ținînd cont că radiația solară captată de un concentrator tip „W" cade sub diverse unghiuri de incidență, ea va suferi un număr diferit de reflexii. Datorită faptului că randamentul concentratorului este dependent de numărul de reflexii, este necesar să cunoaștem numărul mediu de reflexii, în funcție de factorul de concentrare C. Acest lucru este indicat, deoarece, la creșterea factorului de concentrare C, radiația solară suferă un număr mai mare de reflexii, astfel încît, deși creșterea lui C conduce la creșterea randamentului colectorului, aceasta este compensată la un moment dat de creșterea pierderilor prin reflexie.

Deoarece calculul analitic al numărul mediu de reflexii este relativ dificil, am conceput un dispozitiv optic care să simuleze traseul radiației solare pe pereții concentratorului. Dispozitivul experimental, prezentat în figura 3, este alcătuit dintr-un laser cu He—Ne care emite un fascicol îngust, ce baleiază succesiv deschiderea unui concentrator tip „W". Concentratorul este fixat într-un dispozitiv care permite atît reglarea unghiului dintre direcția fasciculului laser și axa concentratorului, cît și deplasarea planparalelă a acestuia. Vizualizarea fasciculului se face introducînd fum albăstrui în spațiul dintre pereții concentratorului.

Parametrii geometrici ai concentratorilor tip „W" studiați sînt dați în tabelul 1.

Parametrii geometrici studiați ai concentratorilor tip W

Tabelul 1

C	—	3	6	9	12
d_1	[mm]	30	60	90	120
θ_M	[°]	19,47	9,59	6,37	4,78
f	[mm]	6,66	5,83	5,55	5,41
L	[mm]	56,5	207,0	447,2	777,2

Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 2, în care :

n — numărul real de reflexii ;
$\bar{n}$ — numărul mediu de reflexii ;
θ — unghiul dintre fasciculul laser și axa concentratorului.

În figura 4 este reprezentată dependența numărului mediu de reflexii, $\bar{n}$, în funcție de factorul de concetrare C. Se observă că $\bar{n}$ are o variație aproximativ liniară, de forma :

$$\bar{n}(C) = 1 + k\,C \tag{9}$$

unde $k = 0{,}0266$.

Optimizarea condițiilor de funcționare a concentratorului tip „W"

Așa cum am menționat în capitolul anterior creșterea randamentului colectorului este în opoziție cu creșterea pierderilor prin reflexie, odată cu creșterea factorului de concentrare C.

Rezultatele experimentale pentru concentratorii Winston studiați

Tabelul 2

C		n	$\bar{n}$
—	[°]	—	—
3	0 θ_M 20	1 1 1,25	1,083
6	0 θ_M 25	1 1 1,5	1,16
12	0 θ_M 15	1 1 1	1,24

Această observație ne conduce la ideea obținerii unei valori maxime a randamentului colectorului, în funcție de factorul de concentrare C.

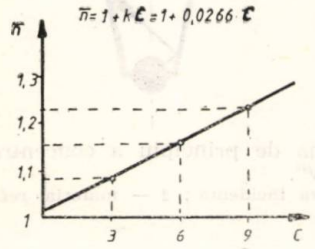


Fig. 4 Dependența numărului mediu de reflexii în funcție de factorul de concentrare, pentru un concentrator tip „W".

Ținînd cont că pierderile prin reflexie ale unui concentrator tip „W" sînt :

$$\rho_w(C) = \rho^{\bar{n}} \frac{C_w - 1}{C_w} + \frac{1}{C_w} = \rho^{1+kc} \frac{C_w - 1}{C_w} + \frac{1}{C_w} \tag{10}$$

rezultă că randamentul unui colector de acest tip va fi de forma :

$$\eta_{col} = \alpha\tau \left[\rho^{\bar{n}} \frac{C-1}{C} + \frac{1}{C} \right] - K \frac{\Delta T}{CI} \tag{11}$$

În relația (11) avem :

α — absorbanța receptorului ;
τ — transmitanța sticlei ;
K — factorul global de pierderi termice ;
ΔT — diferența dintre temperatura medie a receptorului și temperatura mediului ambiant ;
I — intensitatea radiației solare directe.

Analizînd dependența randamentului în funcție de mărimile din relația (11) se remarcă următoarele :

— din figura 5, care oferă dependența η (C), pentru diferite valori ale intensității radiației solare directe I, se observă existența

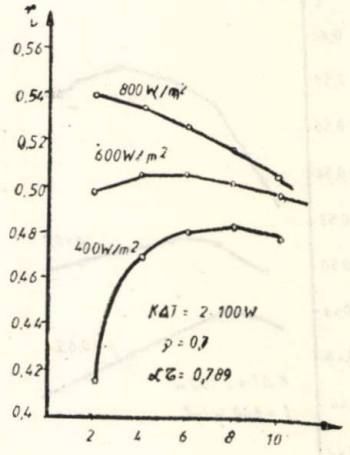


Fig. 5 Dependența randamentului concentratorului tip „W", în funcție de factorul de concentrare, pentru diferite valori ale intensității radiației solare directe.

unor valori maxime. Se constată că o creștere a lui I are ca efect atît creșterea randamentului, cît și deplasarea maximului către factorii de concentrare C mai scăzuți ;

— din figura 6, reprezentînd dependența η (C), pentru diferite valori ale pierderilor termice ($K\Delta T$), se remarcă, de asemenea, exis-

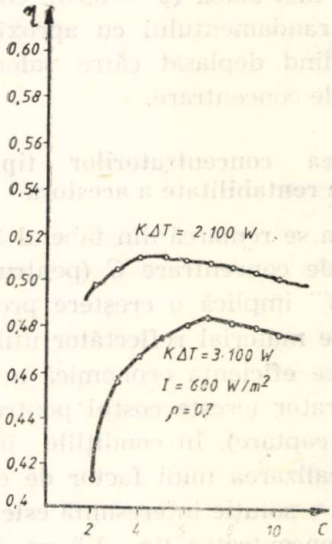


Fig. 6 Dependența randamentului concentratorului tip „W", în funcție de factorul de concentrare, pentru diferite valori ale pierderilor termice.

tența unor valori maxime. Creșterea pierderilor termice conduce la o evidență scădere a randamentului, precum și la deplasarea maximului către factorii de concentrare mai ridicați ;

— calitatea materialului reflectător, caracterizat prin reflectanța ρ, are o influență deosebită asupra randamentului (fig. 7). Un material de bună calitate ($\rho = 0{,}8$) determină o

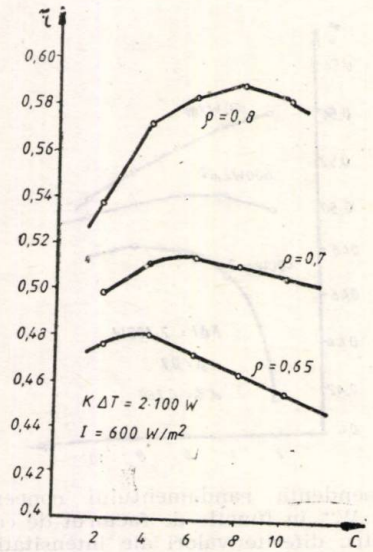


Fig. 7 Dependența randamentului concentratorului tip „W", în funcție de factorul de concentrare, pentru diferite valori ale reflectanței materialului reflectător.

creștere a randamentului cu 5% față de un material de calitate medie ($\rho = 0{,}7$), conducînd la o deplasare a maximului către valori mari ale lui C. Dimpotrivă, utilizarea unui material de calitate mai slabă ($\rho = 0{,}65$), conduce la o scădere a randamentului cu aproximativ 3%, maximul fiind deplasat către valori mici ale factorului de concentrare.

Utilizarea concentratorilor tip „V—W". Condiția de rentabilitate a acestora

Așa cum se remarcă din tabelul 1, creșterea factorului de concentrare C (pentru o geometrie tip „W" implică o creștere progresivă a cantității de material reflectător utilizat. Acest lucru reduce eficiența economică a acestui tip de concentrator (crește costul pentru 1 m² suprafață de captare). În condițiile în care este necesară realizarea unui factor de concentrare mai ridicat, o soluție interesantă este introducerea unui concentrator tip „V" pe deschiderea de intrare d_1 a unui concentrator tip „W" (figura 8).

Principalii parametri ai unui concentrator tip „V" se obțin utilizînd elementele geometrice din figura 9, fiind dați de relațiile :

$$C_v = \frac{D}{d_1} = \frac{\sin(3\beta + \gamma)}{\sin(\beta + \gamma)} \tag{12}$$

$$\sin\beta = \frac{d_1}{2a}(C_v - 1) \tag{13}$$

$$\operatorname{tg}(2\beta + \gamma) = \frac{d_1}{2h}(C_v + 1) \tag{14}$$

$$h = a\cos\beta \tag{15}$$

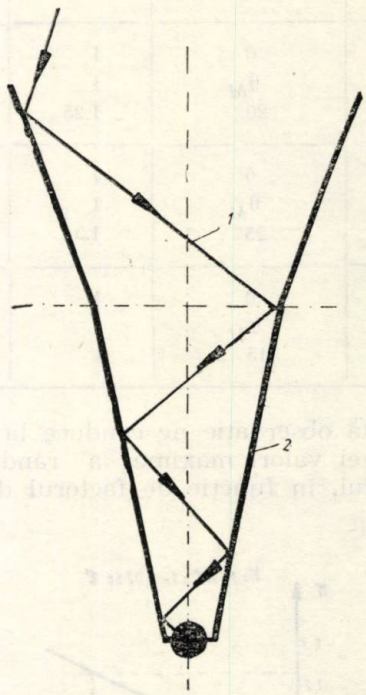


Fig. 8 Schema de principiu a concentratorului tip „V—W".
1 — raza incidentă ; 2 — material reflectorizant

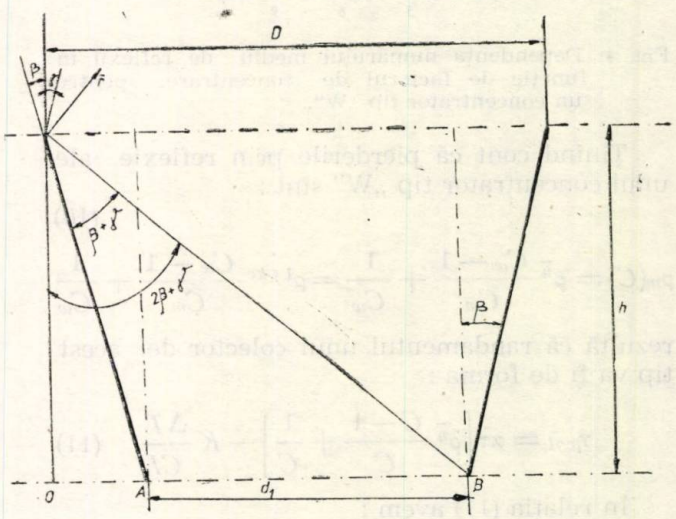


Fig. 9 Elemente de calcul al geometriei concentratorului tip „V".

Pentru ca acest concentrator (tip „V") să nu conducă la o micșorare a unghiului de acceptanță a concentratorului tip „W", este necesar ca $\gamma = \theta_M$.

Impunînd un anumit factor de concentrare C_v, avînd în vedere că d_1 este dat și alegînd pe h, obținem :

$$\beta = \frac{1}{2}\left[\operatorname{arc\,tg}\left(\frac{d_1}{2h}\left(C_v + 1\right) - \gamma\right)\right] \qquad (16)$$

Reflectanța efectivă a unui concentrator tip „V" este :

$$\rho_v = \rho\,\frac{C_v - 1}{C_v} + \frac{1}{C_v} \qquad (17)$$

În aceste condiții randamentul unui concentrator compus, tip „V—W", este :

$$\eta_{col\ vw} = \alpha\tau\left[\rho_w(C)\left(\rho\,\frac{C_v - 1}{C_v} + \frac{1}{C_v}\right)\right] - \frac{k\Delta T}{C_v C_w I} \qquad (18)$$

Avantajul acestei geometrii constă în aceea că, pentru o creștere sensibilă a factorului de concentrare (30÷100 %), creșterea consumului de material reflectător este mică, comparativ cu cea corespunzătoare aceleiași creșteri a lui C utilizînd o geometrie tip „W".

De exemplu, pentru un concentrator tip „W" cu $C_w = 6$, rezultă, prin atașarea unui concentrator tip „V" cu $C_v = 2$, o dublare a factorului de concentrare $C_{vw} = C_v \cdot C_w = 12$, obținîndu-se o reducere a consumului de material reflectător de 40 %, în condițiile unei scăderi a randamentului cu numai 30%.

Reducerea consumului de material este dată de relația :

$$\Delta S_R = 2l[L_R \cdot C_v \cdot C_w - (L_R C_w + a)] \qquad (19)$$

unde l este lățimea colectorului.

Presupunînd că prețul energiei furnizate de colector este direct proporțional cu valoarea randamentului colectorului, iar creșterea prețului specific al acestuia (lei/m²) este proporțională cu ΔS_R, condiția de rentabilitate a geometriei tip „V—W", față de geometria tip „W" este :

$$\frac{\Delta\eta_{col}}{\eta_{col}} < \frac{\Delta S_R}{L_R(C_v C_w)l} \qquad (20)$$

Concluzii

Principalele rezultate obținute în lucrare sînt :

— a fost conceput un dispozitiv optic de simulare a traseului radiației solare pe pereții concentratorului tip „W", care a permis determinarea experimentală a numărului mediu de reflexii ; s-a constatat că această mărime depinde liniar de factorul de concentrare ;

— în vederea stabilirii unor condiții optime de funcționare a concentratorului tip „W", s-a studiat influența diferiților parametri asupra randamentului colectorului solar ;

— s-a propus un nou tip de concentrator (tip „V—W") care asigură o reducere substanțială a cantității de material reflectător, comparativ cu tipul clasic (tip „W") ; s-a obținut o relație analitică ce exprimă economia de material realizată și s-a stabilit o condiție de rentabilitate a concentratorului tip „V—W".

BIBLIOGRAFIE

[1] *Winston, R.* : Principles of Solar Concentrators of a Novel Design. In Solar Energy, **16**, 93, 1974 ;

[2] *Winston, R.* : Hinterberger H., Principles of Cylindrical Concentrators for Solar Energy, In Solar Energy, **17**, 225, 1975 ;

[3] *Rabl, A.* : Optical and Thermal Properties of Compound Parabolic Concentrator, In Solar Energy, **18**, 497, 1976.

CZ : 620.9

Metodă de calcul al energiei termice furnizate de un colector solar

Ing. Radu **GRIGORESCU**, șef lucr. dr. ing. Vladimir **FARA** — Institutul politehnic București
Ing. Viorel **BASCOVEANU** — ICEMENERG București

Introducere

Proiectarea instalațiilor solare implică determinarea realistă a energiei termice utile, ce poate fi furnizată de către un colector solar plan cu apă.

Aceasta se realizează utilizînd fie o serie de valori medii, fie un model matematic relativ sofisticat, care calculează pentru fiecare moment din zi toți parametrii (poziția Soarelui, intensitatea radiației solare, unghiul de incidență etc.).

Dacă în primul caz pot apărea uneori erori grosiere, în al doilea caz precizia este bună, dar volumul de calcule este relativ mare, fiind necesară rularea datelor pe calculator.

Din aceste motive, autorii au elaborat o metodă simplă, cu un volum redus de calcule, dar care să conducă la o evaluare realistă a energiei termice, furnizabile de către un colector solar.

Metoda de calcul

Metoda se bazează pe curba frecvențelor cumulate ale radiației solare, dar, spre deosebire de noțiunea uzuală (care se referă la radiația solară incidentă), noi am calculat aceste curbe ținînd cont de efectul orientării suprafeței și de fracțiile de însorire lunare.

În figura 1 sînt prezentate două curbe pentru două suprafețe orientate spre sud și care fac unghi de înclinare cu orizontala de $\psi = 40°$ și $\psi = 60°$.

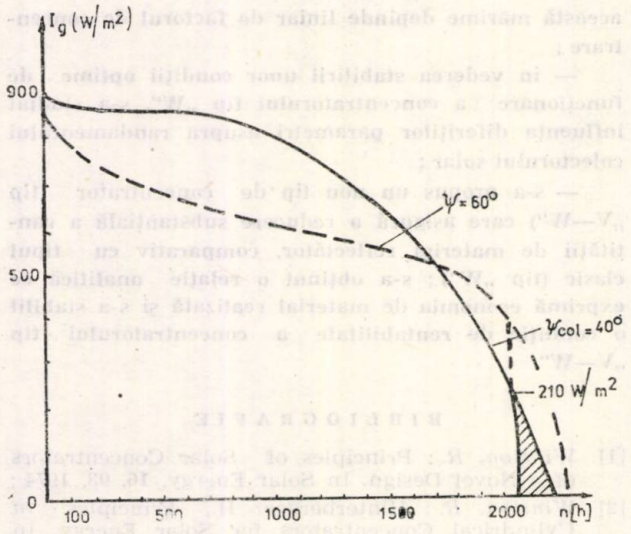


Fig. 1 Curbele frecvențelor cumulate, pentru două suprafețe orientate spre Sud și care fac un unghi de înclinare cu orizontala de $\psi = 40°$ și $\psi = 60°$.

Energia incidentă pe această suprafață este dată de expresia ;

$$W_{inc} = \sum_k |n_k - n_{k+1}| \cdot \frac{I_k + I_{k+1}}{2} \qquad (1)$$

unde n_k, n_{k+1} reprezintă numărul de ore pentru care radiația solară are intensitățile I_k și I_{k+1} (n_{k+1} și n_k se citesc pe abscisă, unde $n_{k+1} > n_k$, iar I_k și I_{k+1} se citesc pe ordonată).

Puterea termică furnizabilă de un metru pătrat de colector solar este :

$$P_{rec} = \eta_{col} I_g \qquad (2)$$

unde η_{col} reprezintă randamentul de colectare ;

$$\eta_{col} = F_0 \left[F' + \frac{D}{W}(1 - F') \right] \qquad (3)$$

În relația (3) avem :

F_0 — factorul optic ;
F' — eficiența plăcii absorbante ;
D — diametrul țevii ;
W — distanța dintre țevi.

Mărimile definite se calculează cu relațiile :

$$F_0 = \alpha\tau \qquad (4)$$

$$F' = \frac{1}{m\dfrac{W-D}{2}} \operatorname{th}\left(m\frac{W-D}{2}\right) \qquad (5)$$

$$m = \sqrt{\frac{2U_L}{\lambda y}} \qquad (6)$$

În expresiile de mai sus avem :

α — absorbanța suprafeței absorbante ;
τ — transmitanța suprafețelor transparente ;
U_L — coeficientul global de pierderi termice ale colectorului solar ;
λ — conductivitatea termică a materialului din care este confecționată suprafața absorbantă ;
y — grosimea acesteia.

Pierderile de căldură ale colectorului sînt :

$$P_p = U_L \overline{\Delta T} \qquad (7)$$

unde :

$$\overline{\Delta T} = \frac{T_1 + T_2}{2} - T_a \qquad (8)$$

cu T_1, T_2 — temperatura la intrare, respectiv la ieșirea din colector, iar T_a — temperatura mediului ambiant. În calcule se va considera o valoare medie a lui ΔT.

Energia colectată anual de către suprafața absorbantă este :

$$W_{an} = \eta_{col} W_{inc} \qquad (9)$$

unde trebuie ținut cont că însumarea după k se face numai pentru $I_k' > (U_L \overline{\Delta T})/F_0 \cdot I_k' = (I_k + I_{k+1})/2$.

Energia pierdută anual va fi :

$$W_{u,an} = n_k' U_L \overline{\Delta T} \qquad (10)$$

unde n_k' corespunde valorii $I_k' = (U_L \overline{\Delta T})/F_0$.

Astfel, se poate determina energia termică furnizabilă de către un colector solar plan, cu relația :

$$W_{u,an} = W_{an} - W_{p,an} \qquad (11)$$

Exemplu de calcul

Considerăm un colector solar plan cu următoarele caracteristici : $\alpha = 0{,}94$; $\tau = 0{,}84$; $U_L = 7$ [W/m²°C] ; $W = 0{,}21$ m ; $D = 0{,}008$ m ; se obține $F' = 0{,}738$, pentru $\lambda = 125 \left[\dfrac{W}{m°C}\right]$.

Obținem $\eta_{col} = 0{,}94.0{,}84 \left[0{,}738 + \frac{0{,}008}{0{,}21} \cdot (1-0{,}738) \right] = 0{,}59.$

Presupunem că $\overline{\Delta T} = 25°C$

Din figura 1 alcătuim tabelul 1 :

Tabelul 1

$n_k - n_{k+1}$, [h]	97	115	148	227	294	414	712
I'_k, [kW]	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85
W_k, [kWh]	24,2	40,2	66,6	124,8	141,1	318,0	605,2

Rezultă $W'_{an} = 1370{,}2$ [kWh/m².an] și $W_{an} = 0{,}59.\ 1370{,}2 = 808{,}7$ [kWh/m² . an].

Numărul de ore n'_k pentru care $I'_k > 210$ W/m² ($U_L\overline{\Delta T}/F_0 = 210$ W/m²) este $n'_k = 1968$h; obținem :

$$W_{p,\,an} = 1968 \cdot 0{,}21 = 413{,}38 \text{ kWh/m}^2\text{.an}$$

Rezultă energia termică utilă furnizabilă de 1 m² de colector solar :

$$W_{u,\,an} = 808{,}43 - 413{,}38 = 395{,}05 \text{ kWh/m}^2\text{.an}$$

Randamentul mediu al unui colector va fi :

$$\bar{\eta}_{\text{colector}} = \frac{W_{u,\,an}}{E_{ST}} = \frac{395{,}05}{1458} = 0{,}271 = 27{,}1\%$$

în care E_{ST} este potențialul energetic solar al zonei geografice respective (de exemplu pentru București $E_{ST} = 1458$ kWh/m² · an).

Temperatura la care poate fi furnizată apa caldă se poate evalua cu relația :

$$T_2 = 2\,(\overline{\Delta T} + T_a) - T_1 \qquad (12)$$

în care T_a reprezintă temperatura medie a lunii respective.

Concluzii

Metoda prezentată permite, pe baza unui calcul simplu și utilizînd un set de valori ale lui ψ și pentru diverse zone ale țării, evaluarea rapidă și destul de precisă a energiei termice ce poate fi furnizată de către un colector solar plan cu apă, fără pericolul unor erori grosiere.

De asemenea, ea poate fi ușor generalizată pentru orice tip de colector, introducînd ecuația fundamentală a acestora, ecuație ce este prezentată în prospectul fiecărui colector solar din producția curentă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fara, V., Grigorescu, R.* : Conversia energiei solare în energie termică, Editura Științifică și Enciclopedică, București, 1982.

[2] *Duffie, J., Bechman, W. A.* : Solar Energy Thermal Processes, John Wiley et Sons, New York, 1974.

[3] *Gicquel, R.* : Presentation statistique des données météorologiques relatives a l'ensoleillement, COMPLES, 1977.

[4] *Fara, V., Grigorescu, R., Marinescu, P., Geiking, A.* : Analyse statistique des données concernant le rayonnement solaire au sud de l'Olténie, en vue de son utilisation dans les instalations solaires du séchage du tabac, Bulletin de l'Académie des Sciences Agricoles et Forestières, 1982.

CT : 621-165

Randamentele instalațiilor de turbine la valorificarea temperaturilor coborîte

Dr. ing. Gheorghe C. **HOBEANU** — Institutul politehnic București

Randamentele instalației

Expresiile cunoscute ale randamentului termic al instalației de turbină, în mod constant nu evidențiază parametrii cei mai importanți. Pentru eliminarea acestui neajuns, pornind de la definițiile cunoscute apare utilă folosirea unor forme de exprimare noi care să explicite principalele mărimi.

Instalația de turbină și ciclul termic. În figura 1, a se prezintă instalația de turbină cu condensație (compresie în fază lichidă), iar în figura 1, b succesiunea transformărilor de stare parcurse de fluidul de lucru, deci ciclul termic. Altă modalitate de a transforma căldura în lucru mecanic, prin intermediul mașinilor termice rotative, este redată în figura 2, a și 2, b ; aici spre deosebire de instalația anterioară compresia are loc în fază gazoasă în compresorul **C**p .

Randamentul termic teoretic η_t. Conform definiției :

$$\eta_t = \frac{L_u}{Q_1} = \frac{H_t - H_c}{i_0 - i_b} = \frac{H_t - H_c}{(i_0 - i_c) - (i_b - i_a) + (i_c - i_a)} \qquad (1)$$

Folosind notațiile din figurile 1 și 2 observă că lucrul mecanic teoretic la destinderea în turbină $H_t = i_0 - i_c$, iar lucrul mecanic de comprimare $H_c = (i_b - i_a)$; pe de altă parte căl-

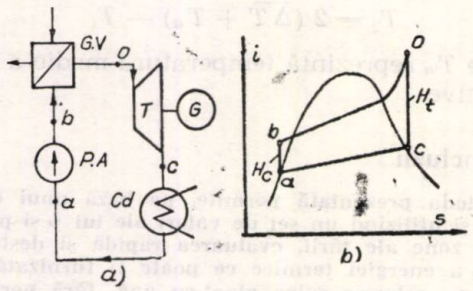


Fig. 1 Instalația de turbină cu condensație :
GV — generator de vapori ; T — turbină ; G — generator electric ; C_d — condensator ; P.A. — pompă de alimentare
a) schema instalației ; b) procesul termic în diagrama i.s. (ciclul Rankine)

dura evacuată din ciclu $Q_2 = i_c - i_a$. Introducînd mărimile dimensionale $x = H_t/H_c$ și $\overline{Q} = Q_2/H_c$ relația (1) devine

$$\eta_t = \frac{H_t - H_c}{H_t - H_c + Q_2} = \frac{x - 1}{x + \overline{Q} - 1} \qquad (2)$$

Se constată că randamentul termic teoretic este funcție de trei mărimi termofizice H_t, H_c și Q_2, sau de doi parametri raportați x și $\overline{Q}$.

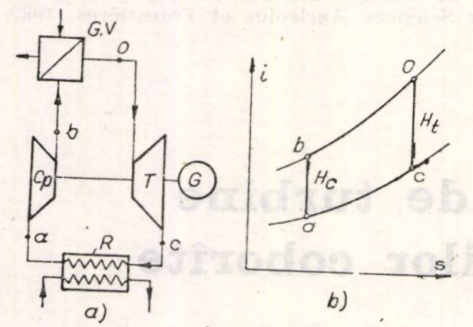


Fig. 2 Instalația de turbină cu compresie în fază gazoasă :
R — răcitor ; Cp — compresor ; restul notațiilor v. fig. 1.
a) schema instalației ; b) procesul termic în diagrama i-s (ciclul Brayton)

Randamentul termic intern. Considerînd randamentul intern al destinderii $\eta_T = H_i/H_t$ iar al compresiei $\eta_c = H_c/H_{ic}$, unde H_i și H_{ic} sînt căderile interne în turbină, respectiv compresor (pompă), și neglijînd restul pierderilor se obține randamentul intern al instalației :

$$\eta_{it} = \frac{H_i - H_{ic}}{Q_1} = \frac{H_t\eta_T - H_c/\eta_c}{Q_1} \qquad (3)$$

Fie i_{cr} și i_{br} entalpiile reale la finele destinderii, respectiv comprimării ; căldura introdusă în ciclu se poate scrie :

$$Q_1 = i_0 - i_{br} = (i_{cr} + \eta_T H_t) -$$

$$-(i_a + H_c/\eta_c) = \eta_T H_t + Q_2 - H_c/\eta_c$$

Se înlocuiește în (3), ținînd seama de mărimile dimensionale introduse anterior, astfel încît :

$$\eta_{it} = \frac{x\eta_c\eta_T - 1}{\eta_c(x\eta_T + \overline{Q}) - 1} \qquad (4)$$

Alegerea ciclului termic

Între două nivele termice impuse, t_0 la sursa caldă (admisia de fluid în turbină) și t_c la finele destinderii (evacuarea căldurii Q_2 către sursa rece), teoretic, se pot organiza o infinitate de cicluri ; pentru un fluid de lucru dat optimizarea ciclului revine la determinarea presiunii p_0 la intrarea în turbină, astfel întît randamentul instalației să fie maxim.

Ciclul teoretic. Dacă se cunosc funcțiile $H_t = H_t(p_0)$, $H_c = H_c(p_0)$ și $Q_2 = Q_2(p_0)$; anulînd derivata acestei funcții se determină p_0 din ecuația $\partial\eta_t/\partial p_0 = 0$. Tratarea analitică a problemei de optim prezintă mai multe avantaje :

a) posibilitatea aplicării la orice fluid, pe baza unui număr minim de constante termofizice (parametrii critici, constanta gazului, căldura specifică) ;

b) nu sînt necesare tabele sau diagrame ;

c) posibilitatea investigării unui domeniu larg de temperaturi ;

d) precizie ridicată.

Dintre dezavantaje se menționează :

a) descrierea analitică mai dificilă a ciclurilor cu destinderi sub curba limită ;

b) volum mare de calcule, ceea ce impune programarea pe calculatoare numerice.

Numărul punctelor de extrem. În general există două puncte de extrem. Pe măsură ce presiunea p_0 scade, proprietățile fluidului de lucru se apropie de proprietățile fluidului ideal, iar randamentul teoretic η_t tinde către randamentul ciclului Carnot η_{Cn}. În ciclurile reale cu temperaturi $t_0 < 1000°C$ (energie solară, geotermală, resurse termice secundare din diferite industrii), utilizarea acestor presiuni nu este posibilă întrucît raportul $x = H_t/H_c$ are valori scăzute și chiar la randamente η_T, η_c ridicate, randamentul instalației η_{it} devine negativ, deoarece $x\eta_c\eta_T < 1$.

Al doilea punct de extrem corespunde compresiei în stare lichidă și există numai dacă $T_c < T_{cr}$ — temperatura critică a fluidului de lucru ; în acest caz $\eta_t < \eta_{Cn}$, însă cu echipamente uzuale se poate realiza ușor $\eta_{it} > 0$.

Aplicație numerică. Se consideră instalația de turbină cu CO_2 avînd $t_0 = 60°C$, $t_c = 25°C$ și se cere :

a) variația H_t, H_c, și Q_2 cu presiunea p_0 ;

b) variația raportului $x = x(p_0)$;

c) variația η_t și presiunea p_0 optimă la intrarea în turbină.

Rezolvare. Utilizînd diagrama T—s pentru CO_2, s-au considerat între izotermele t_0 și t_c mai multe cicluri de tipul celui din figura 2, b, ultimul fiind de tipul Rankine (fig. 1, b) ; s-au citit entalpiile în punctele **O**, **c**, **a** și **b** și s-au determinat mărimile cerute, reprezentate în

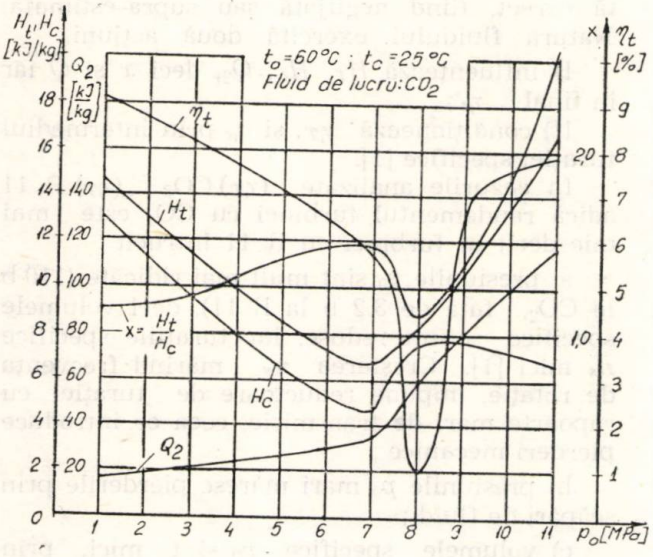


Fig. 3 Variația randamentului termic teoretic η_t cu presiunea p_0 la intrarea în turbină.

figura 3. Se constată pe măsură ce entalpia s crește, p_0 scade, iar $\eta_t \to \eta_{Cn} = 10{,}51\%$. Astfel, pentru $p_0 = 10$ bar, $\eta_t = 9{,}09\%$. La scăderea entropiei, $p_0 \nearrow$, $\eta_t \searrow$ devenind minim cînd punctul **a** se află pe curba limită (fig. 1, b). Pentru $p_0 = 110$ b, $\eta_{t,110} = 7{,}89\%$ valoare maximă, întrucît la $p_0 > 110$ b, $\eta_t \searrow$. Deși $\eta_{t,110} < \eta_{t,10}$ se constată $x_{110} = 2{,}506 > x_{10} = 1{,}129$, ceea ce va determina $(\eta_{it})_{110} \gg (\eta_{it})_{10}$, așa cum se arată mai departe.

Variația randamentului intern

Din (4) se observă, pentru un ciclu dat $(x, \overline{Q})$ că η_{it} este funcție de două variabile η_c și η_T; în scopul simplificării analizei este necesară menținerea unei singure variabile.

Randamentul comprimării η_c parametru. Se consideră cunoscute nivelele termice t_0 și t_c, natura fluidului și presiunea p_0 (din optimizarea ciclului). Randamentul intern η_{it} variază conform (4). La valori $x = H_t/H_c$ ridicate, lucrul mecanic de comprimare H_c este redus ; în consecință η_c joacă un rol minor, randamentul turbinei η_T condiționînd valoarea η_{it} ; dimpotrivă, pentru valori x coborîte (ordinul unităților) ponderea η_c tinde către η_T, deci ambele echipamente (turbina și pompa) sînt esențiale în obținerea unei valori η_{it} apropiate de η_t.

Aplicație numerică. Fie datele de la par. 3, capitolul anterior și valorile $p_0 = 10$ b (ciclu Brayton) respectiv $p_0 = 110$ b (ciclu Rankine) ; între aceleași temperaturi $t_0 = 60°C$, $t_c = 25°C$ se utilizează și R 11 (Freon 11, $CFCl_3$) în ciclul cu condensație (Rankine).

Se cere să se determine variația η_{it} în cazul :

a) ciclu cu CO_2, $p_0 = 110$ b, randamentul pompei $\eta_c = 60{,}80\%$;

b) ciclu cu R 11, randamentul pompei $\eta_c = 20{,}60\%$;

c) ciclu cu CO_2, randamentul compresorului $\eta_c = 95\%$.

Rezolvare. Rezultatele calculelor numerice sînt prezentate în figura 4. Se constată că utilizînd turbomașini cu performanțe identice, randamentul intern al instalației variază considerabil cu tipul ciclului și natura fluidului de lucru. La compresia CO_2 în fază gazoasă deși teoretic $\eta_t = 9{,}09\%$, chiar în cazul unor turbomoșini cu performanțe foarte ridicate $\eta_c = 95\%$, $\eta_T = 93{,}23\%$ rezultă $\eta_{it} = 0$ (fig. 4) ; sub valorile η_c și η_T menționate $\eta_{it} < 0$, deci instalația consumă lucru mecanic. Comparînd ciclurile Rankine se observă că la aceleași valori η_c și η_T, $(\eta_{it})\,CO_2 \ll (\eta_{it})\,R11$; în consecință utilizarea CO_2 este neindicată în raport cu R 11.

Corelația calitate-eficiență

Randamentul instalației de turbină (R.I.T.), destinată să valorifice diferențe de temperatură mici de ordinul $\Delta t = t_0 - t_c = 35 \div 50°C$, este

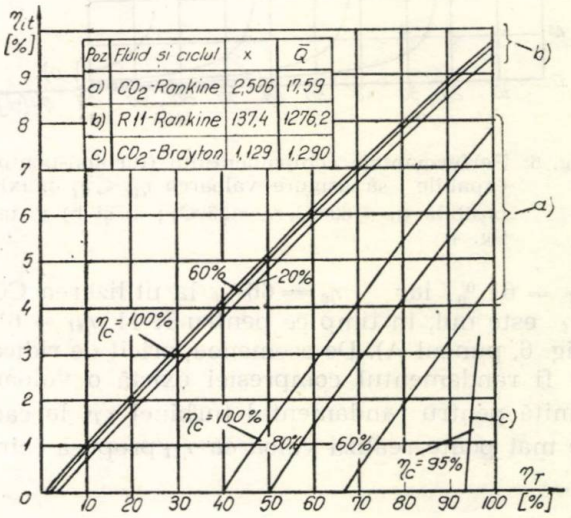


Fig. 4 Variația η_{it} cu randamentele turbomașinilor, natura fluidului și tipul ciclului.

în primul rînd o problemă de competență și calitate ; elementele principale sînt indicate în figura 5.

Randamentul turbomașinilor. Pentru cazurile a) și b) din figura 4, în figura 6 s-au trasat curbele $\eta_{it} = ct.$, funcție de η_c și η_T. La un echipament cu performanțe cunoscute (η_T-turbină ; η_c — pompă), în cazul analizat ($t_0 = 60°C$, $t_c = 25°C$) din figura 6 rezultă randamentul intern al instalației η_{it}. Spre exemplu dacă

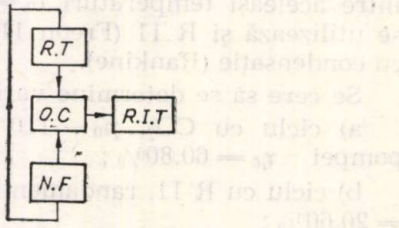


Fig. 5 Corelația calitate-eficiență. R.T. — randamentele turbomașinilor (din instalația de turbină) : O.C. — optimizarea ciclului ; N.F. — natura fluidului (de lucru) ; R.I.T. — randamentul instalației de turbină.

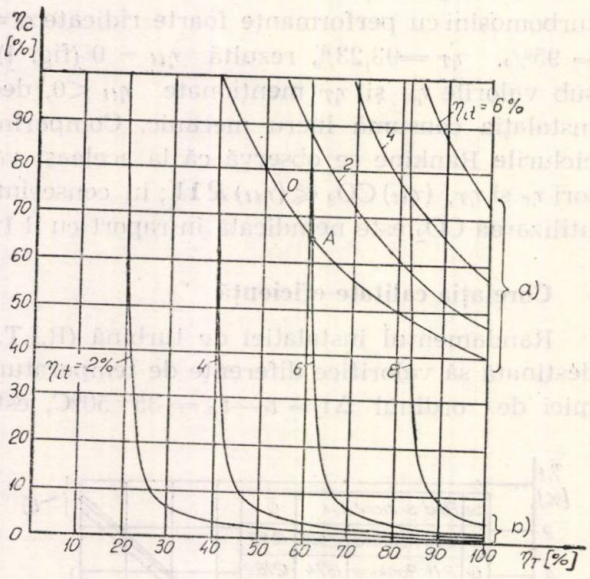


Fig. 6 Performanțele echipamentului (turbină-pompă) capabile să asigure valoarea $\eta_{it} < \eta_t$ maxim posibilă ($t_0 = 60°$ C, $t_c = 25°C$) ; a) și b) v. tab. fig. 4.

$\eta_T = 61\ \%$, iar $\eta_c = 66\ \%$ la utilizarea CO_2 η_{it} este nul, în timp ce pentru R 11 $\eta_{it} = 6\%$ (fig. 6, puncul A). De asemenea, oricît de ridicat ar fi randamentul compresiei există o valoare limită pentru randamentul turbinei η_T, la care se mai poate realiza valoarea η_{it} propusă (bine înțeles $\eta_{it} < \eta_t$). Astfel considerînd $\eta_{it} = 4\ \%$ și $\eta_c = 100\ \%$; în cazul R 11 $\eta_T = 39{,}44\%$, iar la CO_2 $\eta_T = 69{,}14\%$. În plus natura fluidului influențează randamentul turbinei prin intermediul turației specifice n_s (fig. 5) ; din acest motiv, așa cum se explică în continuare, mult mai greu se realizează $\eta_T = 70\ \%$ la turbina cu CO_2, decît aceeași valoare la turbina cu R 11.

Optimizarea ciclului. Alegerea presiunii optime p_0 este o funcție de η_T și η_c; întrucît aceste valori sînt subunitare ; sînt necesare valori x mari, deci cicluri cu condensație.

Natura fluidului. De cele mai multe ori semnificația acestui parametru nu este evaluată corect, fiind neglijată sau supra-estimată. Natura fluidului exercită două acțiuni.

I) influențează H_t, H_c, Q_2, deci x și $\overline{Q}$ iar în final η_t;

II) condiționează η_T, și η_c prin intermediul turației specifice [1].

În cazurile analizate $(\eta_T)\,CO_2 < (\eta_T)$ R 11 adică randamentul turbinei cu CO_2 este mai mic decît al turbinei cu R 11 întrucît :

a) presiunile p_0 sînt mult mai ridicate (110 b la CO_2, față de 3,2 b la R 11), deci volumele specifice v_0 sînt reduse, iar turațiile specifice n_s mici [1]. Creșterea n_s, mărind frecvența de rotație, impune reductoare de turație cu rapoarte mari de transmisie, ceea ce introduce pierderi mecanice ;

b) presiunile p_0 mari măresc pierderile prin scăpări de fluid ;

c) volumele specifice v_0 sînt mici, prin urmare densitatea $\varrho_0 = 1/v_0$ este mare, deci pierderile prin frecare sînt mai importante în cazul CO_2.

Concluzii

a) conversia căldurii în lucru mecanic, în domeniul temperaturilor coborîte ($t_0 < 100°C$) trebuie corelată riguros cu calitatea echipamentului folosit și în primul rînd a turbinei ; improvizațiile în această direcție se vor izbi de rezultate economice nefavorabile (η_{it} exagerat de mici, sau chiar negative). Urmează că, numai după testarea turbinei și obținerea unor date sigure asupra performanțelor sale, se poate analiza oportunitatea întregii instalații ;

b) optimizarea ciclului este legată de randamentele turbomașinilor, care fiind subunitare exclud instalațiile cu compresie în fază gazoasă.

c) natura fluidului joacă un rol important care poate susține sau dimpotrivă compromite transformarea căldurii în lucru mecanic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hobeanu, Gh., C.* : Particularitățile turbomașinilor termice utilizate în valorificarea temperaturilor mici și mijlocii. Construcția de mașini, nr. 1, 1983

CZ : 621.18

Mărirea stabilității arderii prafului de combustibil solid inferior cu conținut ridicat de umiditate folosind schema închisă, cu buncăr intermediar

Dr. ing. Constantin **NEAGA** — Institutul politehnic București

Atragerea, în circuitul producției de energie electrică, a combustibililor solizi cu putere calorică din ce în ce mai coborîtă ridică problema asigurării stabilității arderii lor în focarele generatoarelor de abur. Puterea calorică coborîtă se datorește, fie conținutului ridicat de steril (șisturi combustibile), fie conținutului ridicat de umiditate, sau și a sterilului și a umidității (lignit, cărbune brun pămîntos etc.).

În cazul arderii combustibililor solizi, cu conținut ridicat de umiditate (sau balast), asigurarea stabilității arderii poate fi făcută în felul următor :

— cu ajutorul unui combustibil auxiliar, de aport, gaz natural, păcură, sau, mai de actualitate, gaz de gazogen ;

— prin folosirea unei scheme de pregătire a prafului, care să permită divizarea amestecului primar în curenți cu concentrații de praf diferite. Jetul de praf cu concentrația mai ridicată, prin ardere, dezvoltă o flacără cu temperatură mai mare, constituind astfel un suport termic pentru flacăra în care predomină faza gazoasă inertă [1, 3].

De asemenea, în aceeași grupă de metode care folosesc tehnologii superioare de pregătire a prafului, poate fi inclusă și metoda preparării prafului în schema cu buncăr intermediar, deschisă [2].

Ținînd seama de caracterul limitat al resurselor de hidrocarburi lichide și gazoase și de faptul că utilizarea lor în alte ramuri ale economiei este mai rațională, rezultă că grupul doi de metode este superior primului.

Lucrarea de față este o analiză a posibilității de mărire a siguranței arderii unui combustibil cu multă umiditate, folosind schema închisă, cu buncăr intermediar. Această schemă este o sinteză a tehnologiilor de pregătire a prafului prezentate în lucrările [2, 3]. Ca și în schema cu concentrator de praf, schema de față dă posibilitatea separării curentului primar în curenți cu concentrații diferite, avînd însă avantajul unei mai mari elasticități a concentrației de praf în jetul de bază, mai ales la modificarea sarcinii cazanului. Aceasta se asigură, prin conducerea unui debit, mai mare, sau mai mic, de agent de uscare și transport preluat cu VM_1, de la ieșirea din desprăfuitor spre arzătorul de bază. Modificarea concentrației de praf în jetul de bază evită posibilitatea topirii cenușii în flacăra arzătorului de bază (dacă evacuarea cenușii este în stare solidă), fenomen care poate apărea atît în schema cu concentrator de praf, cît și în cea cu buncăr intermediar, deschisă.

Schema închisă cu buncăr intermediar, analizată aici, preia de la schema deschisă [2] avantajul includerii în circuit a unei rezerve de praf (buncărul de praf) ; are însă superioritate reducînd total poluarea atmosferei cu praf fin de cărbune neseparat în desprăfuitor. Întrucît amestecul primar se introduce total în focar, față de schema deschisă, temperatura medie în focar este mai coborîtă, aceeași ca la orice schemă cu insuflare directă (și deși cu concentrator de praf), distribuția ei pe verticală fiind diferită, calculul zonal al camerei focarului fiind în măsură să pună în evidență dependența între temperatura din focar și înălțimea lui.

Cărbunele cu conținut ridicat de umiditate se introduce în turnul de preuscare, unde, datorită gazelor de ardere recirculate de la sfîrșitul focarului, se deshidratează parțial. Apoi amestecul bifazic intră în moara ventilator, unde — simultan cu măcinarea — are loc continuarea procesului de preuscare. În separator particulele prea mari sînt reduse în aspirația morii ; amestecul primar cu granulația optimă merge la desprăfuitor, care nu trebuie să aibă gradul de reținere (de desprăfuire) prea mare, ceea ce constituie o ușurare pentru proiectantul și constructorul acestui utilaj. Praful separat este colectat în buncăr, iar agentul de uscare și transport încărcat, cu particule fine, capătă două direcții : fie servește la antrenarea prafului din buncăr dirijîndu-l spre arzătorul de bază, fie este condus spre arzătorul auxiliar. Ținînd seama de faptul că în cele două jeturi, concentrația de praf este diferită și temperaturile în cele două flăcări vor avea valori diferite.

Comparînd, numai în ceea ce privește construcția, această schemă cu schema cu insuflare directă, cu turn de preuscare și moară ventilator, sau cu cea cu concentrator de praf, se

constată complexitatea ei, impunînd utilaje suplimentare cum ar fi buncărul, desprăfuitorul și ventilatoarele morii.

În lucrare se deduc analitic valorile temperaturilor în cele două flăcări, de bază și auxiliară, și se analizează influența diverșilor parametri, gradul de desprăfuire, fracția de

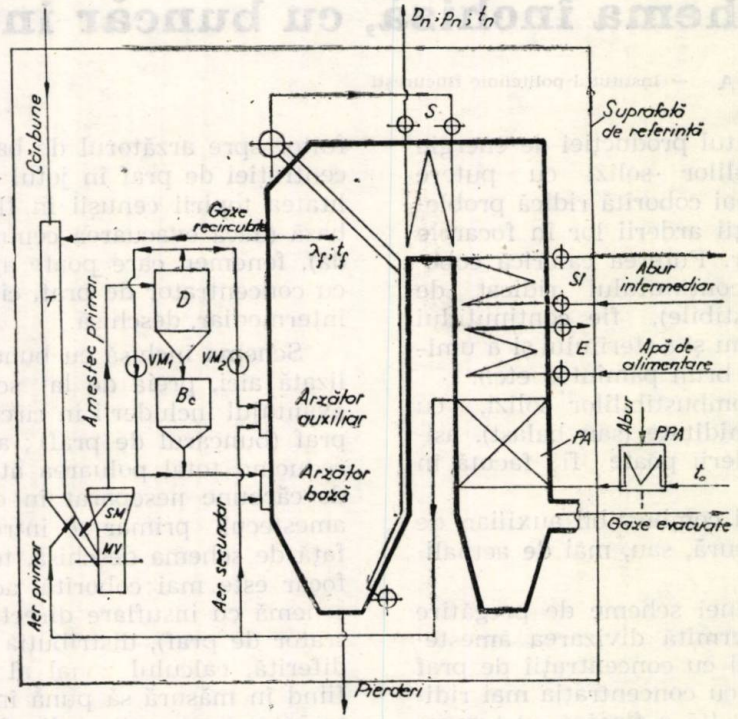


Fig. 1 Schema de pregătire a prafului de cărbune cu buncăr intermediar închisă :

T — turn de preuscare ; **MV** — moară ventilator ; **SM** — separatorul morii ; **D** — desprăfuitor ; **Bc** — buncăr de praf de cărbune ; **VM$_1$**, **VM$_2$** — ventilatoarele morii ; **PPA** — preîncălzitor prealabil de aer ; **PA** — preîncălzitor de aer ; **E** — economizor ; **SI** — supraîncălzitor intermediar ; **S** — supraîncălzitor.

amestec vehiculat de **VM$_1$**, asupra lor. Această analiză oferă suficiente date care permit alegerea condițiilor de îndeplinit, practic, în cazul în care o asemenea schemă echipează un cazan de abur, sau de apă caldă.

Calculul temperaturilor teoretice ale flăcărilor de bază și auxiliară

Debitul de fluid (fază gazoasă) după separatorul morii se calculează cu expresia următoare, rezultată din însumarea componentelor gazoase participante sau obținute din procesul de uscare :

$$D_{mv} = B_{ef}[r V_g(\lambda_f) + \lambda''_p p V^0_{aum} + \Delta\lambda V_{aum} + 1{,}242\Delta W_{tm}/(1-0{,}01\, q_m)] \ [\mathrm{Nm^3/h}]\ ; \quad (1)$$

unde :

B_{ef} este debitul efectiv de cărbune care arde ;

$$B_{ef} = (1-0{,}01\, q_m)\, B \ [\mathrm{kg/h}]\ ; \quad (2)$$

q_m[%] — pierderea procentuală de căldură prin ardere incompletă mecanic ;

r — gradul de recirculare al gazelor de ardere de la sfîrșitul focarului ; rezultă din condiția de uscare a cărbunelui ;

$V_g(\lambda_f)$ — volumul gazelor de ardere calculat pentru coeficientul de exces de aer de la sfîrșitul focarului λ_f [Nm^3/kg] ;

λ''_p — coeficientul de exces de aer la ieșirea din preîncălzitorul de aer ;

p — fracția de aer primar ; se obține din condiția de uscare și antrenare a prafului spre arzătoare ;

V^0_{aum} — volumul teoretic de aer umed necesar arderii, [Nm^3/kg] ;

$\Delta\lambda_m$ — infiltrația de aer fals în moară ;

ΔW_{tm} — cantitatea de apă eliminată în turn și moară în procesul de deshidratare, [kg/kg]

$$\Delta W_{tm} = (W^i_t - W_p)/(100 - W_p), \quad (3)$$

unde W^i_t, W_p reprezintă, respectiv, umiditatea totală a cărbunelui la introducerea în turn și a prafului, [%] ; de obicei :

$$W_p = 100\, W^i_h/(100 - W^i_t) \ [\%]\ ; \quad (4)$$

în care s-au folosit umiditatea higroscopică și de îmbibație ale cărbunelui inițial.

Debitul de praf de cărbune (fază solidă) după separator rezultă din relația :

$$B_{mv} = B_{ef}[(1 - \Delta W_{tm})/(1 - 0{,}01\, q_m) + \\ + \mu_a r V_g(\lambda_f)], \quad [\text{kg/h}], \tag{5}$$

unde μ_a este concentrația cenușii în gazele de ardere recirculate de la sfîrșitul focarului,

$$\mu_a = 0{,}01\, a_{antr}\, A^i / V_g(\lambda_f), \quad [\text{kg/Nm}^3], \tag{6}$$

unde :

A^i este procentul de cenușă în cărbune, [%] ;

a_{antr} — fracția de cenușă antrenată.

Cu expresiile (1) și (5) se poate calcula concentrația prafului de cărbune după separator :

$$\mu_p = B_{mv}/D_{mv}, \quad [\text{kg/Nm}^3] \tag{7}$$

Amestecul primar, după separator, se distribuie astfel :

— debitul de praf separat în desprăfuitor și colectat în buncăr φB_{mv}, [kg/h] ; unde φ este gradul de reținere, de separare, al desprăfuitorului ;

— debitul de praf care iese din desprăfuitor împreună cu faza gazoasă D_{mv} ;

$$(1 - \varphi)\, B_{mv}, \quad [\text{kg/h}] ; \tag{9}$$

— concentrația de praf în faza gazoasă după desprăfuitor (aceeași și pentru arzătorul auxiliar) :

$$\mu_{pa} = (1 - \varphi) B_{mv}/D_{mv}, \quad [\text{kg/Nm}^3] ; \tag{10}$$

— debitul de fază gazoasă după desprăfuitor dirijată spre arzătorul de bază :

$$aD_{mv}, \quad [\text{Nm}^3/\text{h}], \tag{11}$$

unde a este fracția de agent de uscare și transport spre arzătorul de bază ;

— debitul de praf antrenat de faza gazoasă spre arzătorul de bază

$$a(1 - \varphi)\, B_{mv}, \quad [\text{kg/h}] ; \tag{12}$$

acest debit de praf se amestecă cu cel din buncăr, formînd debitul de praf dirijat spre arzătorul de bază :

$$a(1 - \varphi)\, B_{mv} + \varphi B_{mv} = \\ = [a(1 - \varphi) + \varphi]\, B_{mv}, \quad [\text{kg/h}] ; \tag{13}$$

— concentrația de praf spre arzătorul de bază :

$$\mu_{pb} = \frac{a(1 - \varphi) + \varphi}{a} \frac{B_{mv}}{D_{mv}} = \\ = \frac{a(1 - \varphi) + \varphi}{a} \mu_p, \quad [\text{kg/Nm}^3] ; \tag{14}$$

— debitul de fază gazoasă spre arzătorul auxiliar :

$$(1 - a)\, D_{mv}, \quad [\text{Nm}^3/\text{h}] ; \tag{15}$$

— debitul de praf spre arzătorul auxiliar :

$$(1 - \varphi)\, B_{mv} - a(1 - \varphi)\, B_{mv} = \\ = (1 - a)(1 - \varphi)\, B_{mv}, \quad [\text{kg/h}] ; \tag{16}$$

— debitul de aer secundar spre arzătorul de bază :

$$[a(1 - \varphi) + \varphi]\, B_{ef} \lambda_i V^0_{aum} - \\ - a B_{ef} V^0_{aum} (\lambda''_p p + \Delta\lambda_m), \quad [\text{Nm}^3/\text{h}], \tag{17}$$

unde λ_i este coeficientul de exces de aer la intrarea în focar (la nivelul arzătoarelor) ;

— debitul de aer secundar spre arzătorul auxiliar

$$(1 - a)\,[(1 - \varphi)\, B_{ef} \lambda_i V^0_{aum} - \\ - B_{ef} V^0_{aum} (\lambda''_p p + \Delta\lambda_m)], \quad [\text{Nm}^3/\text{h}]. \tag{18}$$

Cu aceste mărimi se pot calcula temperatura teoretică de ardere în flacăra arzătorului de bază și a arzătorului auxiliar. Pentru aceasta se scriu ecuații de bilanț termic considerînd flacăra un sistem termodinamic închis : suma debitelor calorice introduse în sistem este egală cu suma debitelor calorice care ies din sistem.

Temperatura teoretică în flacăra arzătorului de bază :

$$aD_{mv}(c_g t)_3 + [a(1 - \varphi) + \varphi]\, B_{mv}(c_s t)_3 + \\ + B_{ef}\{[a(1 - \varphi) + \varphi]\, \lambda_i - \\ - a(\lambda''_p p + \Delta\lambda_m)\}\, I^0_{aum}(t''_p) + [a(1 - \varphi) + \varphi] \cdot \\ \cdot (1 - \Delta W_{tm})\, BQ_i = B_{ef}[a(1 - \varphi) + \varphi] \cdot \\ \cdot [I_g(\lambda_i, t_t) - 1{,}242\, \Delta W_{tm}(c_{H_2O} t)_t] + \\ + a B_{ef}[r V_g(\lambda_f) + 1{,}242\, \Delta W_{tm}/(1 - 0{,}01\, q_m)] \cdot \\ \cdot (c_g t)_t + [a(1 - \varphi) + \varphi]\, B_{ef} \mu_a r V_g(\lambda_f) \cdot \\ \cdot (c_a t)_t + 0{,}01(q_{ch} + q_m + q_{rf}) \cdot \\ \cdot [a(1 - \varphi) + \varphi]\, BQ^i_i, \tag{19}$$

unde :

t_3 este temperatura amestecului bifazic după separatorul morii (valoare impusă pentru a evita explozia prafului), [°C] ;

c_g, c_s, c_{H_2O} c_a — căldura specifică, respectiv, a gazelor, a prafului, a vaporilor de apă, a cenușii ;

t''_p — temperatura aerului preîncălzit, [°C] ;

$I^0_{aum}(t''_p)$ — entalpia aerului preîncălzit, [kcal/kg] ;

$I_g(\lambda_i, t_t)$ — entalpia gazelor de ardere la temperatura teoretică, [kcal/kg] ;

t_t — temperatura teoretică, necunoscuta ecuației (19), [°C] ;

q_{ch}, q_{rf} — pierderea de căldură prin ardere chimic incompletă și cu reziduurile din flacără, [%] ;

Q_i^{i3} — puterea calorică inferioară a prafului, [kcal/kg] ;

$$Q_i^{i3} = \frac{100 - W_p}{100 - W_t^i}(Q_i^i + 6W_t^i) - 6W_p \quad (20)$$

Temperatura teoretică de ardere în flacăra arzătorului auxiliar :

$$(1-a)D_{mv}(c_gt)_3 + (1-a)(1-\varphi)B_{mv'}c_st)_3 + \\ + (1-a)B_{ef}[(1-\varphi)\lambda_i - (\lambda_p'' p + \Delta\lambda_m)] \cdot \\ \cdot I_{aum}^0(t_p'') + (1-a)(1-\varphi)(1-\Delta W_{tm})BQ_i^{i3} = \\ = (1-a)(1-\varphi)B_{ef}[I_g(\lambda_i, t_t) - \quad (21) \\ - 1{,}242\Delta W_{tm}(c_{H_2O}t)_t] + (1-a)B_{ef} \cdot \\ \cdot [rV_g(\lambda_f) + 1{,}242\Delta V_{tm}/(1 - 0{,}01q_m)](c_gt)_t + \\ (1-a)(1-\varphi)B_{ef} \cdot \mu_a \cdot rV_g(\lambda_f)(c_at)_t + \\ + 0{,}01(q_{ch} + q_m + q_{rf})(1-a)(1-\varphi)BQ_i^i$$

Grafice și interpretarea lor

Pentru evaluări cantitative ale regimului termic în focarul unui cazan echipat cu instalația de pregătire a prafului cu buncăr intermediar închisă s-a folosit lignit din Bazinul Olteniei cu analiza elementară a masei inițiale $C^i = 19{,}3\%$; $H^i = 1{,}8\%$; $S_c^i = 0{,}6\%$; $O^i = 7{,}3\%$; $N^i = 1{,}7\%$; $A^i = 28{,}3\%$; $W_t^i = 41\%$; ($W_l^i = 30\%$; $W_h^i = 11\%$) ; puterea calorică inferioară $Q_i^i = 1585{,}9$ kcal/kg ; volumul de aer $V_{aum}^0 = 2$ Nm³/kg ; $W_p = 15{,}71\%$; $\Delta W_{tm} = 0{,}3$ kg/kg.

Dacă se admit $t_p'' = 350$°C ; $t_3 = 100$°C, din ecuațiile de bilanț termic scrise pentru turnul de preuscare și pentru turn și moară, rezultă gradul de recirculare $r = 0{,}143$ și fracția de aer primar $p = 0{,}324$.

În figura 2 s-a reprezentat variația concentrației de praf în jetul primar al arzătorului de bază, în funcție de fracția de agent de uscare și transport a vehiculat de $\mathbf{VM}_1$, considerînd gradul de reținere al desprăfuitorului φ parametru variabil. Concentrația de praf μ_{pb} scade cînd a crește și pentru același a scade cînd φ scade. Diagrama este utilă deoarece oferă condițiile care trebuie îndeplinite în alegerea parametrilor de funcționare ; dacă concentrația de praf este prea mare există pericolul depunerii lui și deci al înfundării conductelor de transport spre arzător, sau dezvoltarea incorectă a jetului în incinta focarului. Pentru $a = 0$, oricare φ, concentrația $\mu_{pb} \to \infty$; deci curbele sînt asimptote la axa ordonatelor ; pentru $a = 1$, oricare φ, $\mu_{pb} = \mu_p = 0{,}406$ kg/Nm³, concentrația prafului după separatorul morii.

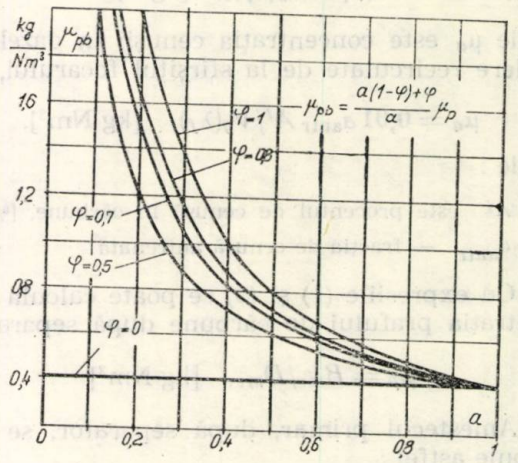


Fig. 2 Variația concentrației de praf în curentul arzătorului de bază.

Cu formulele (19) și (21), avînd calculat tabelul $I_g(\lambda,t)$ pentru lignitul din Bazinul Olteniei, s-au determinat temperaturile teoretice în flăcările arzătoarelor de bază și auxiliar ; dependența lor de fracția de agent de uscare și transport (dirijat după desprăfuitor cu ajutorul $\mathbf{VM}_1$ spre arzătorul de bază) a, și luînd φ parametru variabil, este prezentată în figura 3.

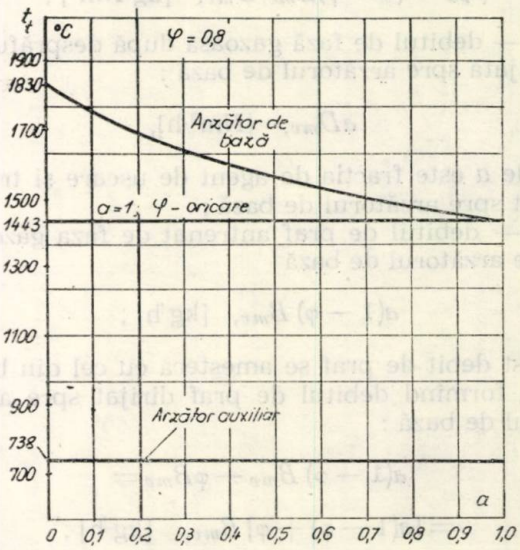


Fig. 3 Dependența temperaturilor teoretice în flăcările arzătoarelor de bază și auxiliar, cu fracția de prelevare a fazei gazoase spre arzătorul de bază și $\varphi = 0{,}8$.

Pentru arzătorul de bază :

— dacă $a = 0$ și $\varphi > 0$, temperatura teoretică are o valoare constantă și egală cu cea care s-ar realiza în schema deschisă cu buncăr inter-

mediar [2], 1830°C. În acest caz antrenarea prafului din buncăr se face cu o parte din aerul secundar, care devine astfel aer primar ;

— dacă $a = 1$ și $\varphi \geqslant 0$, temperatura teoretică este egală cu cea care s-ar realiza într-o schemă cu insuflare directă, 1443°C ;

— pentru a crescător și φ avînd o anumită valoare, temperatura teoretică scade (în figură s-a considerat $\varphi = 0{,}8$) ;

— pentru a constant și φ scăzător, temperatura teoretică se micșorează.

Pentru arzătorul auxiliar :

— temperatura teoretică de ardere în flacăra arzătorului auxiliar nu depinde de a (în formula 21 ambii membri se simplifică cu $1-a$) ;

— temperatura teoretică crește cînd φ scade ; pentru $\varphi = 0$ ea atinge valoarea maximă și anume egală cu temperatura teoretică din focar la folosirea unei scheme cu insuflare directă, 1443°C.

Pentru $\varphi = 0{,}8$ temperatura teoretică, pentru condițiile date, are valoarea 738°C, valoare minimă care trebuie admisă, deoarece o valoare mai joasă (dacă $\varphi > 0{,}8$) nu permite arderea oxidului de carbon din flacără, fenomen ce ar putea constitui un pericol de explozie.

Concluzii

— schema de pregătire a prafului cu buncăr intermediar, închisă poate oferi posibiltăți de asigurare a stabilității arderii combustibililor solizi inferiori cu multă umiditate ;

— dirijarea unei părți a fazei inerte, de după desprăfuitor, spre arzătorul de bază poate preveni unele fenomene (nedorite) din flacără, cum ar fi zgurificarea ;

—pentru lignitul din Bazinul Olteniei adoptarea valorilor $a = 0{,}2—0{,}3$ și $\varphi = 0{,}7—0{,}8$ poate asigura arderea stabilă fără aport de hidrocarburi lichide sau gazoase.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Maslov, E. V.* : Pileconțentratorî v topocinoi tehnike, Energhia, Moskva, 1977, p. 208.

[2] *Neaga, C. C.* : Caracteristicile constructive și funcționale ale schemei deschise, cu buncăr intermediar, de pregătire a prafului de combustibil solid. Energetica, 9/1982, pg. 416—420.

[3] *Neaga, C. C.* : Mărirea stabilității arderii prafului de lignit din Bazinul Olteniei pregătit în instalație cu insuflare directă cu ajutorul concentratorului de praf. Energetica, — 1982.

CZ : 621-165

Considerații privind tipizarea și unificarea turbinelor cu abur din gama de puteri 2,5...12 MW

Ing. Victor **ANDREIAN** — Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Energetice și Mașini de Ridicat (I.C.S.I.T.E.E.M.R.) — București

Proiectarea și execuția de turbine cu abur în țara noastră a cunoscut două etape distincte. Prima etapă este determinată de perioada de realizare de turbine cu puteri pînă la 50 MW la Intreprinderea de Construcții de Mașini Reșița, iar cea de a doua de înființarea Institutului de Cercetări și Proiectări Echipamente Termoenergetice în 1967 la București și transferarea fabricației de turbine cu abur la Intreprinderea de Mașini Grele București (I.M.G.B.).

Proiectarea și realizarea de turbine cu abur la Reșița este caracterizată de o multitudine de soluții și rezolvări constructive, atît în ceea ce privește concepția de ansamblu a mașinilor, cît și a dferitelor subansamble. Acest lucru s-a datorat în principal perioadei lungi (aprox. 20 de ani) în care s-a realizat un număr relativ mare de turbine cu abur, perioadă în care atît tehnica turbinelor cu abur, cît și necesitățile beneficiarilor au cunoscut o puternică dezvoltare. Proiectele acestor turbine au fost actualizate în perioada 1970—1972, cînd în cadrul filialei ICPET — Reșița s-a desfășurat o acțiune intensă de modernizare constructivă și funcțională a turbinelor cu abur de puteri pînă la 12 MW, fabricate la I.C.M.R.

Această acțiune s-a desfășurat în condițiile păstrării liniilor constructive ale turbinelor supuse modernizării, conservînd procesele termodinamice inițiale. Modernizarea a urmărit extinderea tipizării pieselor și subansamblelor, unificarea tehnologiilor și SDV-urilor, în măsura în care liniile constructive existente o permiteau.

Odată cu trecerea întregii fabricații de turbine la I.M.G.B., s-a pus problema reproiectării turbinelor de putere mică (2,5—12 MW) în vederea tipizării lor cît mai adecvate.

Această acțiune a debutat prin elaborarea în anul 1973 de către I.C.P.E.T. a studiului privind soluții constructive unificate pentru fabricarea turbinelor sub 50 MW.

Principalele idei care au stat la baza întocmirii acestui studiu au fost următoarele :

— unificarea parametrilor și a soluțiilor acestui studiu au fost următoarele :

— unificarea parametrilor și a soluțiilor constructive de ansamblu ;

— unificarea soluțiilor constructive, referitoare la partea de curgere a aburului : rotoare, palete, diafragme, portdiafragme, carcase ;

— unificarea soluțiilor constructive referitoare la admisia aburului în turbină ;

— unificarea soluțiilor constructive referitoare la lagăr, labirinți, viror, organe de reglaj, etc.

În felul acesta s-au elaborat soluții tipizate pentru turbinele cu parametrii aburului la admisie de tip A și respectiv de tip C, executîndu-se proiecte de execuție pentru următoarele tipuri de turbine :

Caracteristicile termodinamice și constructive ale turbinelor din gama tipizată 2,5—12 MW

Tabelul 1

Nr. crt.	Turbina	Tipul turbinei	Puterea (MW)	Turația (rot/min)	Parametrii aburului la adm.			Prize reglate				Eșapare	Număr de trepte
					Pres. (ata)	Temp. (°C)	Debit (t/h)	Presiunea (ata)		Debitul (t/h)		Presiune (ata)	
								I	II	I	II		
1	AKSR 6	Contrapres	6	3000	35	435	80	10^{+3}_{-2}	—	40	—	6±2	8
2	AKTR 6	Contrapres	6	3000	35	435	95	15^{+3}_{-2}	—	60	—	7±2	8
3	AKTR 4	Contrapres	4	3000	35	435	65	15^{+3}_{-2}	—	50	—	7±2	8
4	AKTP 4	Contrapres	4	3000	35	435	52,5	15^{+3}_{-2}	—	15,75	—	3±1	11
5	AKSP 3	Contrapres	3	3000	35	435	32	10^{+3}_{-2}	—	15	—	3±1	9
6	AKP 3	Contrapres	3	3000	35	435	31	—	—	—	—	3±1	9
7	AKR 2,5	Contrapres	2,5	3000	35	435	31	—	—	—	—	6±2	6
8	ASL 12	Condens.	12	3000	35	435	120	10^{+3}_{-2}	$1{,}2^{+1{,}3}_{-0{,}5}$	80	65	0,05	14
9	ACS 12	Condens.	12	2500÷3400	35	435	57,5	—	—	—	—	0,06	16
10	AC 12	Condens.	12	3000	35	435	72	—	—	—	—	0,055	18
11	AS 7	Condens.	7	3000	35	435	60	13^{+5}_{-3}	—	45	—	0,061	14
12	AT 6	Condens.	6	3000	35	435	60	15^{+3}_{-2}	—	35	—	0,05	15
13	AC 6	Condens.	6	3000	35	435	30	—	—	—	—	0,05	17
14	AC 4	Condens.	4	3000	35	435	21	—	—	—	—	0,05	17
15	AT 3	Condens.	3	3000	35	435	36	15^{+3}_{-2}	—	18	—	0,05	15
16	AS 3	Condens.	3	3000	35	435	36	13^{+2}_{-3}	—	17	—	0,05	15
17	CTR 12	Condens.	12	3000	90	535	115	15^{+3}_{-2}	7 ± 2	70	50	0,05	19
18	CSL 12	Condens.	12	3000	90	535	115	13^{+3}_{-2}	$1{,}2^{+1{,}3}_{-0{,}5}$	62	43	0,05	17
19	CKTR 12	Contrapres	12	3000	90	535	115	15^{+3}_{-2}	—	70	—	7±2	9

— $AKSR_6$, $AKTR_6$, $AKTR_4$, $AKTP_4$, $AKSP_3$, AKP_3, AKR_{25}, ASL_{12}, ACS_{12}, AC_{12}, AS_7 AT_6, AC_6, AC_4, AT_3, AS_3, CTR_{12}, CSL_{12}, $CKTR_{12}$.

Ca urmare a aprobării studiului respectiv a fost emisă hotărîrea Consiliului de miniştri nr. 196/14.03.1975, privitoare la „tipizarea turbinelor cu abur cu puteri între 2,5 şi 12 MW şi a generatoarelor electrice cu puteri între 3 şi 12 MW".

Principalele caracteristici termodinamice şi constructive ale turbinelor din gama tipizată 2,5 ... 12 MW, proiectate pînă în prezent sînt indicate în tabelul 1.

Elaborarea proiectelor de execuţie pentru aceste turbine, sau pentru alte tipuri de turbină ce se încadrează în linia de tipizare şi urmează a se proiecta are la bază următoarele **principii de tipizare generale,** valabile pentru alte domenii ale construcţiei de maşini :

a. restrîngerea numărului de piese şi subansamble de concepţie diferită de la o turbină la alta, urmărindu-se fabricarea în serie pentru mai multe tipuri constructive de turbine. Astfel s-au realiza subansamble de tipul : viror, lagăr radial, lagăr radial-axial, cutii lagăre, labirinţi, anumite diafragme şi palete rotorice, ventile de închidere rapidă şi de reglare ; ce au fost folosite la majoritatea turbinelor proiectate ;

b. utilizarea de modele şi semifabricate tipizate pentru piesele cu ciclu lung de fabricaţie, pentru care prelucrarea finită se face în funcţie de tipul constructiv la care se foloseşte. Această categorie cuprinde piese obţinute din semifabricaţie în serie sau din semifabricate turnate pentru realizarea cărora se utilizează modele tipizate (de exemplu : rotoare forjate, carcase şi portdiafragme) ;

c. realizarea din piese specifice fiecărui tip de turbină reclamate de particularităţile procesului termodinamic respectiv, dar pentru realizarea cărora se utilizează tehnologii şi SDV-uri comune pentru mai multe tipuri şi familii de turbine (de exemplu : ajutaje, palete rotorice, elemente ale sistemului de reglaj) ;

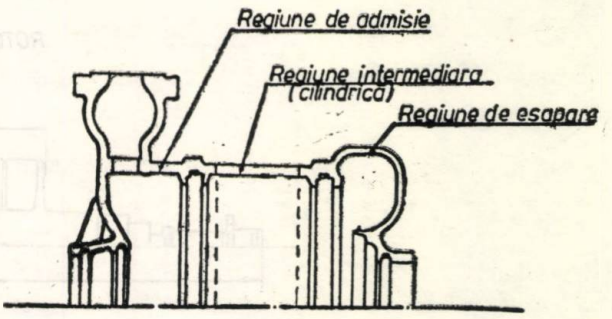
d. utilizarea de elemente de asamblare tipizate pentru care s-au elaborat norme.

Particularităţile privind tipizarea turbinelor de mică putere constau în :

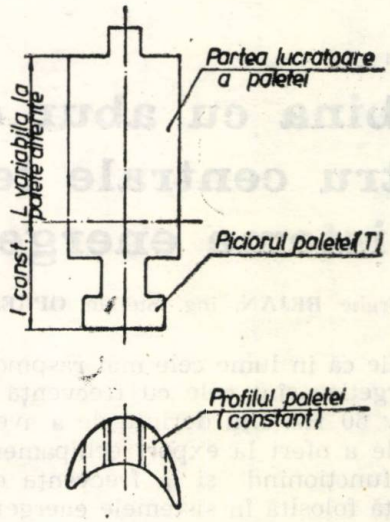
— unificarea presiunilor la prizele reglabile şi la contrapresiune. Valorile stabilite acoperind domeniul de presiuni cuprins între 1,2 ... 18 ata, domeniu în care se înscriu prizele industriale şi de termoficare ;

— utilizarea unui singur tip de evazare în regiunea de înaltă presiune a turbinelor, optîndu-se pentru evazarea cu diametrul constant la baza părţii lucrătoare a paletelor ($\varnothing$899 mm). Opţiunea este justificată de avantajele tehnologice ale soluţiei în privinţa prelucrării discurilor rotorice şi picioarelor, precum şi de posibilitatea tipizării carcaselor în regiunea de înaltă presiune a turbinelor. Toate turbinele avînd aceiaşi parametri la admisie vor avea carcasa (pentru turbinele cu contrapresiune) şi partea turnată a carcasei (pentru turbinele cu condensaţie) satisfăcute de cîte un singur tip de carcasă turnat--eboşată. Diferenţa între două carcase, servind turbine cu domenii de destindere diferite, o constituie doar lungimea porţiunii cilindrice, cele două carcase putînd fi turnate utilizînd acelaşi model secţionabil, prin modificarea lungimii porţiunii cilindrice a acestuia (fig. 1) ;

— stabilirea unei game restrînse de profile aerodinamice pentru paletele rotorice şi ajutajele statorice. Paletele rotorice, repere impor-



tante şi un număr mare la o turbină cu abur, au fost unificate şi în ceea ce priveşte partea de prindere pe rotor. Din aceleaşi bare profilate se pot tăia (la dimensiunile necesare, executîndu-se şi prelucrarea piciorului) palete ce ar acoperi aproximativ 80% din necesarul de palete pe întreaga gamă de turbine tipizate (fig. 2) ;

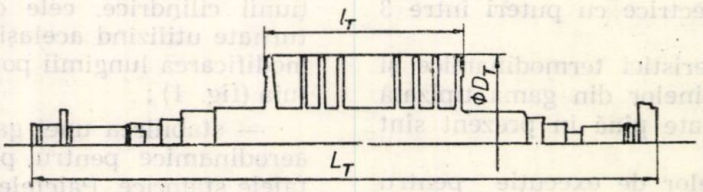


— unificarea proceselor termodinamice privind partea de curgere a aburului, stabilindu-se soluţii constructive tipizate pe domenii de destindere. Toate turbinele din gama tipizată, ca

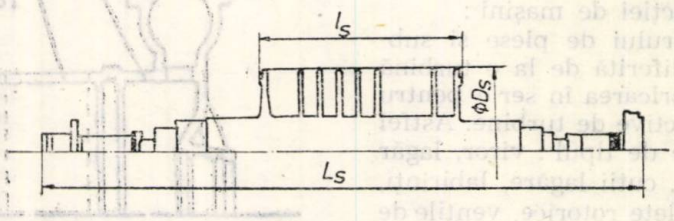
efect al acestei unificări, vor avea — pentru același domeniu de destindere a aburului — același număr de trepte. De aici rezultă posibilitatea tipizării rotorilor de turbine la nivel de semifabricat.

De exemplu : turbinele AKSR 6, AKTR 6 și AKTR 4 sînt construite în 8 trepte cu același semifabricat de rotor forjat, discurile avînd același diametru și cele externe avînd și aceeași poziție (fig. 3, $L_T = L_S$; $l_T = l_S$; $\varnothing D_T = \varnothing D_S$ nr. discuri = 8).

ROTOR AKTR6 și AKTR4



ROTOR AKSR-6



Principiile expuse mai sus privitoare la realizarea de turbine cu abur în concepție tipizată au condus la importante efecte economice :

— **reducerea termenelor de proiectare și execuție ;**

— **ridicarea economicității turbinelor prin reducerea cheltuielilor de fabricație ca urmare a reducerii cheltuielilor de proiectare, a utilizării de repere și subansamble fabricate în serie, de semifabricate și modele tipizate, a reducerii numărului de tehnologii și SDV-uri și a reducerii numărului de repere.**

CZ : 621.165

Turbina cu abur de 50 MW, 3600 rot/min, pentru centrale termoelectrice în sisteme energetice cu frecvența 60 Hz

Ing. Gheorghe **BEJAN**, ing. Stelian **OPRESCU** — I.C.S.I.T.E.E.M.R. — București

Se știe că în lume cele mai răspîndite sisteme energetice sînt cele cu frecvența de 50 și respectiv 60 Hz. Din dorința de a avea posibilitatea de a oferi la export echipamente energetice funcționînd și la frecvența de 60 Hz (frecvență folosită în sistemele energetice europene) în anul 1974—75 industria românească a inițiat un program de cercetare proiectare în acest scop. Această sarcină a revenit Institutului de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Energetice și Mașini de Ridicat (I.C.S.I.T.E.E.M.R.) București, care a definitivat în concepție proprie proiectul tehnic și de execuție a unei turbine și generator de 55 MW, la 3600 rot/min, împreună cu tot echipamentul aferent sălii de mașini.

Turbina, generatorul electric, condensatorul, preîncălzitoarele regenerative de joasă și înaltă presiune, degazorul, circuitele sălii de mașini etc. au fost realizate în Intreprinderea de Mașini grele București (I.M.G.B.), ca urmare a unui contract extern de centrală termoelectrică „la cheie" încheiat de Uzinexportimport-România, cu National Power Corporation (NPC) din Republica Filipine.

Centrala termoelectrică a fost amplasată pe malul mării, în insula Cebu, la circa 1000 km de Manila. Celelalte echipamente cum ar fi transformatoarele, stația electrică de înaltă tensiune, alimentarea serviciilor interne, instalația de automatizare etc., au fost concepute și realizate în totalitate în țară de institutele de proiectare și intreprinderile de profil. Tot ca o instalație reprezentativă a acestui obiectiv se poate aminti și instalația de desprăfuire (electrofiltru), care a fost proiectată de ICSITEEMR și executată de combinatul de electrofiltre Bistrița (COMELEF).

Realizarea centralei termoelectrice 1×55 MW Cebu-Filipine, a pus o serie de probleme cum ar fi :

— comportarea paletajului rotoric la turația de 3600 rot/min ;

— realizarea puterii de 55 MW într-un singur corp de turbină ;

— realizarea condensatorului principal al turbinei, a răcitoarelor de ulei și a schimbătoarelor de căldură de apă dulce, răcite cu apă de mare la temperatura de 30°C

Problemele de mai sus au fost rezolvate ca urmare a experienței căpătate de colectivele institutului la proiectarea turboagregatelor de 50 MW și 150 MW aflate în funcțiune la noi în țară. În ceea ce privește răcirea cu apă de mare, s-a folosit experiența dobîndită la centralele livrate de România în Egipt, la Hamrawein (turboagregat de 4 MW) și în Turcia, la Samsun (turboagregat de 6 MW).

Turbina cu abur de 55 MW este simbolizată **CC 50** la **60** Hz, literele și cifrele simbolului avînd următoarele semnificații :

C — marchează perechea de parametri ai aburului la admisie și anume 90 ata, 535°C ;

C — turbină de condensație pură (fără prize de abur reglate) ;

50 — puterea nominală în MW, măsurată la bornele generatorului electric ;

60 — frecvența de funcționare, Hz.

Turbina este de tipul „cu acțiune" într-un singur corp, cu carcase duble turnate, cu plan de separație vertical necesar asamblării cu carcasa de joasă presiune în construcție sudată. S-a ales soluția de carcase duble în scopul de a conferi turbinei o pornire rapidă și o elasticitate mare în funcționare.

Turbina se sprijină, în partea din față, prin intermediul a două console (labe), corp comun cu carcasa turbinei, fixate rigid pe cutia din față. Cutia din față se deplasează prin intermediul unei pene longitudinale, în vederea preluării dilatării absolute a corpului turbinei. În cutia din față sînt dispuse organele de reglare și protecție, precum și servomotorul cu acționările ventilelor de reglare. Tot în cutia din față este dispus ansamblul lagăr axial-radial, de tip Kingsbury, care deplasîndu-se împreună în final la obținerea unor dilatări relative mici între rotor și stator. Carcasele au fost astfel concepute, încît să permită extragerea unor debite de abur necesare prizelor circuitului regenarativ, în număr de șase.

În partea din spate, turbina se sprijină pe plăcile de bază, prin intermediul carcasei de joasă presiune, în construcție sudată.

Legătura cu condensatorul se realizează prin sudare, astfel încît dilatările pe verticală sînt preluate de suspensia elastică a condensatorului. Axa de simetrie a condensatorului principal coincide cu axa corpului de joasă presiune, pe a cărei direcție s-a plasat punctul fix al turbinei, constituit de două pene transversale.

Carcasa de joasă presiune este prevăzută cu două guri de vizitare și două membrane de protecție la suprapresiuni accidentale. Rotorul, de construcție monobloc în 18 trepte, este de tip elastic, cuplat prin intermediul unei cuple rigide direct cu generatorul. El este paletat cu palete montate cu torsiune, în același sens, prevăzute cu bandaje. Bandajele sînt de două feluri, din platbandă precum și rezultate ca urmare a unirii taloanelor superioare, prevăzut în acest scop.

Prinderea paletelor este de tip furcă, fixarea acestora realizîndu-se prin intermediul unor știfturi.

Principalele caracteristici tehnice și constructive ale turbinei sînt :

— puterea nominală 50 MW ;
— puterea maximă continuă 53 MW ;
— puterea de suprasarcină 55 MW ;
— turația 3600 rot/min ;
— parametrii aburului la admisie :
  — presiunea 90 ata ;
  — temperatura 535°C ;
— debitul nominal de abur la admisie 196 t/h ;
— debitul maxim de abur la admisie 208 t/h ;
— debitul de abur la eșapare 140 t/h ;
— presiunea de eșapare la condensator 0,085 ata ;
— debit de mers în gol circa 16 t/h ;
— temperatura de preîncălzire a apei de alimentare 218 °C ;
— temperatura maximă a apei de răcire, la intrarea în condensator 30 °C ;
— debitul nominal al apei de răcire 10.200 m³/h.

Aburul, admis în turbină prin intermediul a două ventile de închidere rapidă și 4 ventile de reglare, se destinde prin cele 18 trepte, o treaptă de reglare și 17 trepte de presiune, pînă la presiunea din condensator de 0,085 ata. Ventilele de reglare sînt de diametre egale și dispuse simetric, două în partea de sus și două în partea de jos, a căror deschidere se realizează astfel, încît să se obțină o încălzire uniformă a turbinei.

Condensul care se formează în condensator este vehiculat de pompele de condensat treapta I-a, spre stația de tratare sau spre rezervorul de apă de adaos, de unde este preluat de pompele de condensat treapta II-a și vehiculat prin circuitul generativ de joasă presiune, pînă la degazor-rezervor alimentare. Pompele de ali-

mentare în număr de trei fiecare pentru 50% din debitul nominal de apă de alimentare, aspiră din rezervorul de alimentare și refulează prin preîncălzitoarele de înaltă presiune spre economizorul și tamburul cazanului.

Turbina de 50 MW, la 60 Hz, exportată în Republica Filipine, reprezintă cel mai mare turboagregat exportat pînă în prezent.

Punerea în funcțiune, care s-a făcut în septembrie 1981, și exploatarea la plină sarcină, în sistemul energetic existent, au arătat un comportament foarte bun al turboagregatului — ca ținută mecanică — și a tuturor echipamentelor din componența sălii de mașini. Această realitate a fost dovedită și de valoarea consumului specific de căldură [kcal/kWh] măsurat în termocentrală, care a fost mai bun decît cel garantat.

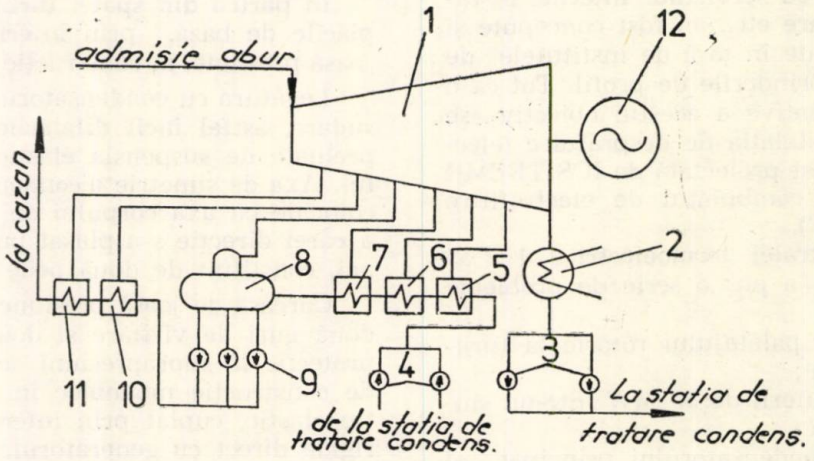


Fig. 1 Schema termică simplificată a instalației turbinei.

1. — corpul de IP—JP al turbinei ; 2. — condensatorul ; 3. — pompele de condensat treapta I-a ; 4. — pompele de condensat treapta a II-a ; 5. preîncălzitorul de J.P. nr. 1 ; 6. — preîncălzitorul de J.P. nr. 2; 7. — preîncălzitorul de J.P. nr. 3 ; 8. — degazorul și rezervorul de alimentare ; 9. — pompele de alimentare 3 x 50 % ; 10. — preîncălzitorul de I.P. nr. 5 ; 11. — preîncălzitorul de I.P. nr. 6 ; 12. — generatorul electric.

De asemenea, au fost trecute cu succes toate testele de performanță prevăzute în proiect cum ar fi :

— puterea maximă continuă 53 MW ;
— puterea de suprasarcină 55 MW ;
— funcționarea îndelungată cu jumătate de condensator — pe parte de apă de răcire ;
— aruncare instantanee de sarcină, de 75% din puterea nominală, etc.

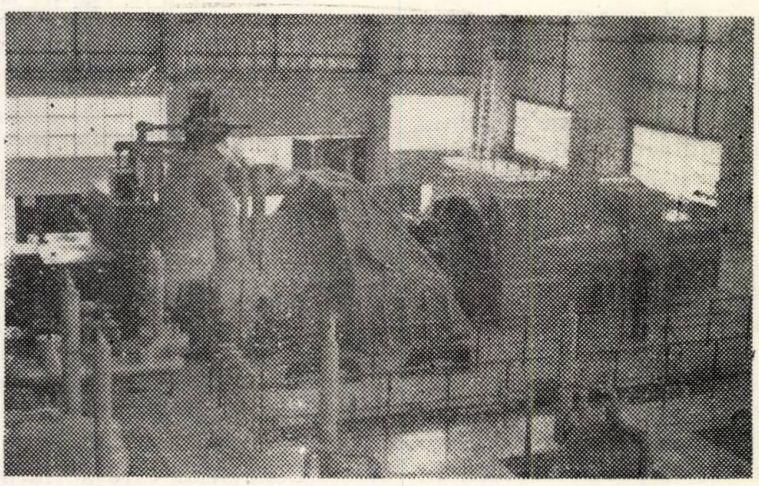


Fig. 2 Turbogeneratorul cu turbina CC 50/60 Hz în funcțiune Cebu — Filipine.

În figura 2 este reprezentat turbogeneratorul cu turbina CC 50 la 60 Hz, în funcțiune la centrala termoelectrică Cebu Republica Filipine.

CZ : 621.165

Determinarea potențialelor prizelor fixe ale turbinelor cu abur

Dr. ing. Gheorghe **HOBEANU** — Institutul politehnic București

Dezvoltarea circuitului regenerativ

Un parametru esențial, capabil să ofere informații referitoare la atenția acordată de proiectantul instalației de turbină cu abur circuitului regenerativ, este numărul de prize fixe z (tab. 1). Această mărime [1] este influențată de puterea unitară P_e, presiunea aburului viu p_0, temperatura t_0, presiunea la finele destinderii p_c, temperatura apei de alimentare t_a, numărul prizelor reglabile z_r(z_i — prize de termoficare industrială, z_u — prize de termoficare urbană), astfel încît : $z=f(P_e, p_0, t_0, p_c, t_a, z_r)$.

Puterea unitară. Numărul prizelor fixe z crește cu P_e, deși această variație nu este riguros monotonă ; convențional se disting două domenii $P_e \leqslant 25$ MW și $P_e > 25$ MW (tab. 1). În primul domeniu $z \leqslant 6$ în cel de al doilea $z = 7$, sau $z = 8$. La puteri mici există tendința simplificării turbinei, prin reducerea numărului treptelor z_t în care se realizează destinderea aburului ; în consecință, amplasarea unui număr ridicat de prize fixe z devine dificilă. Din același motiv, parametrii aburului viu nu sînt prea ridicați (A, sau B) nu se utilizează supraîncălzirea intermediară, căderile adiabatice în turbină fiind relativ modeste.

Parametrii aburului viu p_0, t_0. În tabelul 1 este folosită simbolizarea adoptată în R.S.R. ; în plus s-au notat parametrii supracritici (p_0= 24 MPa, $t_0 = 540$°C) prin litera *G*. Se remarcă faptul că la puteri $P_e > 25$ MW, parametrii *D* și *F* intervin frecvent. În concepția circuitului regenerativ nu a existat, de la început, un punct de vedere unitar. Astfel, la aceiași parametrii și aceeași putere, spre exemplu turbina CC 100, inițial, s-a considerat necesar un număr mai mic de prize, $z = 5$, apoi $z = 8$, valori deja prea ridicate, dacă se are în vedere că la turbine cu parametri mai înalți și putere mai mare se utilizează mai puține prize fixe (D1C 200, $z = 7$, tab. 1).

Prizele fixe z ale turbinelor cu abur cu condensație

Tabelul 1

P_e [MW]	Parametrii abur viu	Tipul constructiv al turbinei cu abur	Exemple (simbolizare R.S.R.)	t_a [°C]	z	z_r	
						z_i	z_u
⩽25	A sau B	priză reglabilă industrială	AP 4	147	2	1	—
		pură condensație	AC 6	146	3	—	—
		priză reglabilă urbană	AL 6	158		—	1
		priză reglabilă industrială	APO.75 ; AP.1,5 ; AP6 ; AP25	150		1	—
		două prize reglabile	ASL 12	150		1	1
		două prize reglabile	ASL 25	t_a	5	1	1
	C	priză reglabilă urbană	CL 25	215	5	—	1
		două prize reglabile	CSL 12	215	6	1	1
		pură condensație	CC 100	t_a	5	—	—
		două prize reglabilă	CSL 50	t_a	7	1	1
		pură condensație	CC 50, CC 100	217	8	—	—
>25	D	priză reglabilă urbană	DL 50, DL 100	230	7	—	1
		pură condensație	D1C 160, D1C 200	235		—	—
		două prize reglabile	DSL 50, DRL 50	242		1	1
	F	pură condensație	F1C 330	260		—	—
	G	pură condensație	G1C 300	265	8	—	—
		pură condensație	G1C 800	274		—	—

Temperatura apei de alimentare t_a. Pe lîngă datele prezentate în tabelul 1 se poate aplica relația [2] :

$$t_a = t_c + (0{,}75 \div 0{,}85)\frac{z}{z+1}(t_{os} - t_c) \quad (1)$$

unde :

t_c — temperatura la finele destinderii ;

t_{os} — temperatura de saturație corespunzătoare presiunii p_0.

Se remarcă faptul că t_a crește cu P_e prin doi factori :

a) numărul prizelor fixe z (tab. 1) ;

b) temperatura t_{os}, care crește cu p_0, iar aceasta cu P_e.

Tipul constructiv. Turbinele de termoficare sînt caracterizate prin existența prizelor reglabile z_r, care pot fi de tip industrial (z_i), sau urban (z_u). De regulă, din prizele z_r se extrage abur și pentru circuitul regenerativ, deci d.p.v. al destinderii (poziția ocupată în procesul termic) sînt incluse în prizele fixe z ($z_r \in z$).

Potențialul prizelor fixe

În scopul generalizării rezultatelor, este utilă exprimarea poziției prizelor fixe în formă adimensională.

Definirea noțiunii de potențial. Fie procesul real aproximativ $0c$ (fig. 1). La intersecția izobarei p_k, corespunzătoare prizei fixe k, cu linia $0c$, se află punctul k caracterizat prin

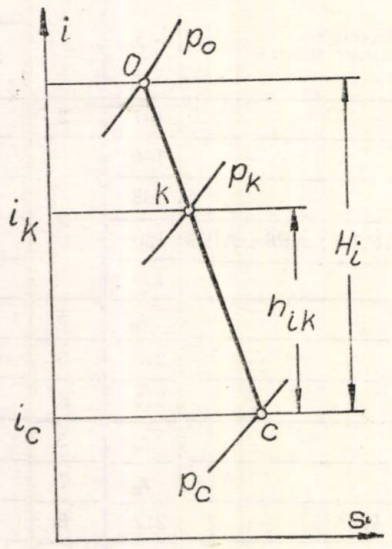


Fig. 1 Procesul termic în diagrama i—s.

entalpia i_k. Prin potențialul prizei k se înțelege raportul între căderea internă h_{ik} și căderea internă pe întreaga turbină, H_i :

$$m_{pk} = \frac{i_k - i_c}{i_o - i_c} = \frac{h_{ik}}{H_i} \quad (2)$$

unde :

i_0 — entalpia aburului viu ;

i_c — entalpia aburului la finele destinderii în turbină.

În cazul turbinelor cu supraîncălzire intermediară (s.i.), căderea H_i este suma căderilor pe corpurile I.P., M.P. și J.P.

Turbine analizate. În tabelul 2 sînt înscrise 23 turbine, din care patru au același circuit regenerativ (tab. 3). Prelucrînd informația existentă [1], rezultă potențialele prizelor fixe înscrise în tabelele 3, 4 și 5.

Turbinele analizate

Tabelul 2

Nr. prize fixe z	Denumirea turbinei cu abur (T.A.)	Nr. T.A. z_T
2	AP 4	1
3	AC 6 ; AL 6 ; APO 75 ; AP 1,5 AP 6 ; AP 25 ; ASL 12	7
5	CSL 25 ; CL 25 ; CC 100	3
6	CSL 12	1
7	CSL 60 ; DSL 60 ; DRL 50 DL 50 ; DL 100 ; DC 160, D1C 200	7
8	CC 50 ; CC 100 ; G1C 300 ; G1C 500	4

Turbine cu 2 și 3 prize fixe

Tabelul 3

z	Turbina	Potențialul prizei w_{p1}	w_{p2}	w_{p3}
2	AP 4	0,67	0,43	—
3	APO, 75 AP 1,5 AP 6 AP 25	0,637	0,398	0,381
	AC 6	0,658	0,454	0,339
	AL 6	0,706	0,403	0,310
	ASL 12	0,667	0,377	0,117

Sinteza datelor. Examinînd potențialele m_{pk} pentru $z = ct$, (3, 5, 7, 8) se constată variații sensibile de la o turbină la alta. Pentru $z = ct$., se calculează potențialul mediu al prizelor de același rang, adică :

$$(m_{pk})_m = \frac{\sum_{i=1}^{Z_T} (m_{pk})_i}{Z_T} \quad (3)$$

unde z_T — numărul turbinelor cu același număr z de prize fixe. Rezultatele numerice sînt prezentate grafic în figura 2.

Turbine cu 5 și 6 prize fixe

Tabelul 4

Turbina / w_{pk}	$z = 5$			$z = 6$
	CSL 25	CL 25	CC 100	CSL 12
w_{p1}	0,775	0,786	0,767	0,806
w_{p2}	0,678	0,697	0,654	0,707
w_{p3}	0,591	0,634	0,526	0,636
w_{p4}	0,422	0,487	0,421	0,496
w_{p5}	0,326	0,326	0,235	0,366
w_{p6}	---	—	—	0,066

Modelul analitic

Analizînd graficele $(w_{pk})_m = f(k, z)$ se constată că această dependență, cu o bună aproximație, se poate considera liniară (fig. 2).

Ecuația potențialelor minime $(w_p)_{min}$. Fiecărui circuit regenerativ îi corespunde o priză fixă cu potențialul cel mai scăzut $(w_p)_{min} = w_{pz}$, succesiunea acestor valori (fig. 3) fiind situată pe dreapta **BC**. Dacă se cunosc coordonatele punctelor **B** (o, w_B) și **C** $(z_C, 0)$ atunci utilizînd expresia dreptei prin tăieturi se obține ecuația potențialelor minime :

$$\frac{w_{pz}}{w_B} + \frac{z}{z_C} = 1 \text{ sau } w_{pz} = \left(1 - \frac{z}{z_C}\right) w_B \tag{4}$$

Generatoarea potențialelor prizelor fixe. Pe baza datelor din figura 2, schematizate în figura 3, se observă că potențialele prizelor fixe ale unui circuit regenerativ dat (z cunoscut) sînt situate pe dreapta AD, la intersecția acesteia cu $k \leqslant z$. Se scrie ecuația dreptei prin două puncte $A(z_A, W_A)$, $D(z_D, w_{pz})$ astfel încît :

$$AD \frac{w_{pk} - w_A}{w_{pz} - w_A} = \frac{k - z_A}{z_D - z_A} \tag{5}$$

Ecuația potențialelor prizelor fixe. Intersectînd dreapta $z = ct.$, cu dreapta BC se determină coordonatele punctului D ; la intersecția dreptelor $k = ct$, cu dreapta AD, se află potențialele prizelor fixe w_{pk}. În consecință în (5) $z_D \to z$ și ținînd seama de (4) se obține :

$$w_{pk} = w_A + \left[\left(1 - \frac{z}{z_C}\right) w_B - w_A\right] \frac{k - z_A}{z - z_A} \tag{6}$$

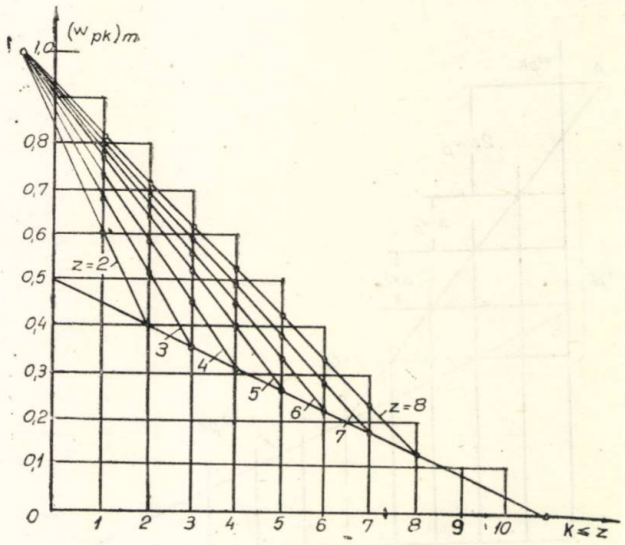


Fig. 2 Variația potențialelor medii $(w_{pk})_m$ cu numărul de prize fixe z și poziția prizei k în circuitul regenerativ.

Turbina cu 7 și 8 prize fixe

Tabelul 5

Turbina / w_{pk}	$z = 7$							$z = 8$			
	CSL 60	DSL 60	DRL 50	DL 50	DL 100	DC 160	DC 200	CC 50	CC 100	GC 300	GC 500
w_{p1}	0,832	0,855	0,758	0,772	0,758	0,780	0,815	0,797	0,790	0,868	0,813
w_{p2}	0,710	0,717	0,682	0,700	0,690	0,635	0,749	0,703	0,704	0,803	0,626
w_{p3}	0,607	0,588	0,604	0,590	0,583	0,550	0,634	0,644	0,605	0,668	0,557
w_{p4}	0,513	0,446	0,495	0,484	0,481	0,470	0,526	0,500	0,440	0,600	0,500
w_{p5}	0,434	0,355	0,367	0,400	0,396	0,315	0,398	0,403	0,371	0,480	0,374
w_{p6}	0,303	0,280	0,284	0,282	0,254	0,245	0,296	0,300	0,268	0,406	0,291
w_{p7}	0,027	0,014	0,216	0,204	0,120	0,160	0,144	0,235	0,206	0,288	0,229
w_{p8}	—	—	—	—	—	—	—	0,147	0,127	0,127	0,159

Relații de calcul practic. În general (6) se scrie sub forma :

$$w_{pk} = w_A + C(k - z_A) \qquad (7)$$

unde C — constantă care depinde de z, z_C, w_B, w_A, z_A.

Potențialele prizelor fixe se distribuie uniform între $(w_p)_{max} = w_{p1}$ și $(w_p)_{min} = w_{pz}$, datorită liniarității ecuației Laplace [3], deci $\Delta w_p = ct.$, cu excepția primei trepte unde variația este dublă (fig. 3). În acest fel se evită

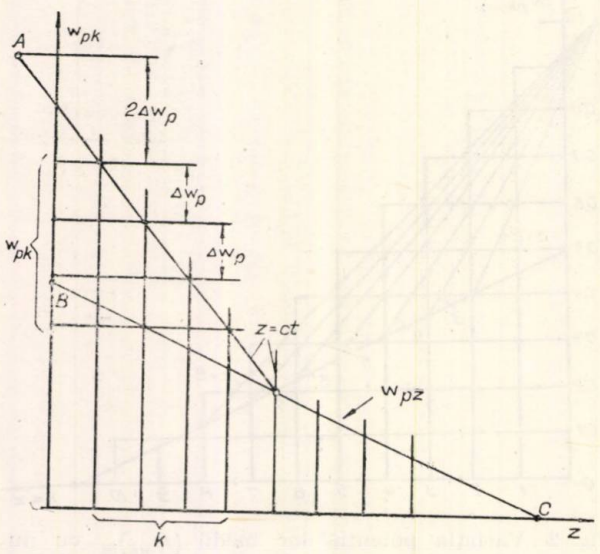


Fig. 3 Generarea potențialelor prizelor fixe.

la turbinele cu s.i. amplasarea prizelor fixe în C.I.P., ceea ce ar afecta manevrabilitatea. La turbinele fără s.i, se creează următoarele posibilități :

a) prelucrarea unei căderi mărite pe treapta de reglare, ceea ce ieftinește turbina micșorînd numărul de trepte z_t ;

b) reducerea temperaturii în fața paletelor primei trepte ;

c) îmbunătățirea comportării treptei la sarcini parțiale prin scăderea mai lentă a randamentului intern [2].

Aplicînd riguros aceste considerente rezultă $z_A = -1$; $w_A = 1$, iar din figura 2 se observă că $z_C = 11$ și $w_B = 0{,}5$; cu aceste valori $C = (z+11)/22\,(z+1)$ deci (6), respectiv (7) devin :

$$w_{pk} = 1 - \frac{z+11}{22(z+11)}(k+1), \quad k \leqslant z, \quad z \leqslant 8 \qquad (8)$$

Analizînd construcțiile existente (fig. 2) se constată că $w_A = 1$, însă $z_A = -0{,}8$; menționînd valorile anterioare z_C și w_B se obține :

$$w_{pk} = 1 - \frac{z+11}{22(z+0{,}8)}(k+0{,}8), \quad k \leqslant z; \quad z \leqslant 8 \qquad (9)$$

Această relație conduce în zona primelor prize ($k = 1, 2, 3$) la potențialele w_{pk} puțin mărite față de (8), ceea ce contribuie la mai buna acoperire a căderilor de temperatură în P.I.P. și asigurarea temperaturii apei de alimentare t_a ; în zona $k \to z$ și $z = 7$ sau 8, cele două relații conduc practic la aceleași rezultate. Din aceste motive autorul recomandă folosirea r. (9).

Aplicație numerică

Se consideră cunoscută poziția prizelor fixe ale turbinei F1C 330. Se cere :

a) să se precizeze potențialele prizelor fixe la această turbină $(w_{pk})_F$;

b) să se determine prin calcul, aplicînd (9), potențialele prizelor la aceeași turbină ;

c) să se determine erorile relative $\varepsilon_r = [(w_{pk})_F - w_{pk}]/(w_{pk})_F$ și să se interpreteze rezultatele.

Rezolvare. Se consideră datele din lucrarea [4] care permit stabilirea valorilor $(w_{pk})_F$ din tabelul 6 ; aplicînd (9) se obțin potențialele

Exemplu numeric

Tabelul 6

w_{pk}	F1C 330	r. (9)	ε_r[%]
w_{p1}	0,799	0,811	—1,50
w_{p2}	0,734	0,706	+3,81
w_{p3}	0,639	0,601	+5,95
w_{p4}	0,519	0,497	+4,24
w_{p5}	0,418	0,392	+6,22
w_{p6}	0,272	0,287	—5,51
w_{p7}	0,149	0,182	—22,14

w_{pk} din coloana imediat următoare. Erorile relative ε_r, cu excepția ultimei prize w_{p7}, sînt de ordinul procentelor ; acest fapt este explicabil întrucît (9) are la bază optimizarea circuitului regenerativ (intervale de preîncălzire egale), condiție care nu poate coincide exact cu poziția treptelor ce realizează destinderea în turbină. Ultima eroare $\varepsilon_{r7} = -22{,}14\,\%$ se datorează împrejurării că turbina FIC 330 ar fi necesitat de fapt $z = 8$ (tab. 1) ; conștient de acest lucru, însă urmărind să simplifice construcția mașinii și instalației în ansamblu, proiectantul a plasat priza cu potențialul w_{p7} la o valoare mai coborîtă, care tinde w_{p8}. Acceptînd un compromis în sensul că $(w_{p7})_c$ se află la 1/3 din $w_{p7}(z = 7)$ și 2/3 față de $w_{p8}(z = 8)$ adică $(w_{p7})_c = (0{,}182 + 2.0{,}136)/3 = 0{,}151$ rezultă $\varepsilon_{r7} = (0{,}149 - 0{,}151)/0{,}149 = -1{,}34\%$.

Concluzii

a) relaţiile analitice prezentate au la bază optimizarea circuitului negenerativ, luînd în consideraţie particularităţile construcţiilor de turbine existente ;

b) relaţiile de calcul practic, spre exemplu (9), înglobează o mare cantitate de informaţie, într-o formă concisă, oferind o bază de plecare în proiectarea unei instalaţii de turbină nouă, sau modernizarea celor existente ;

c) precizînd poziţia prizelor fixe, se determină uşor debitele extrase din turbină ; se poate efectua calculul termic al acesteia definitivînd în final poziţia prizelor fixe ;

d) frecvent numărul z se adoptă statistic (tab. 1), sau empiric cu ajutorul (1), cunoscînd t_a, t_c, t_{os}. Relaţiile analitice prezentate permit optimizarea tehnico-economică a circuitului regenerativ, utilizînd calculatoare numerice ; în acest fel se creează posibilitatea fundamentării ştiinţifice a numărului de prize fixe la noile turbine cu abur, în condiţiile concrete de funcţionare din ţara noastră, inclusiv perspectiva preţurilor la combustibili şi materiale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Iurnev, V. N., Lebedev, P. D.* : Teplotehniceskii spravoşnik v dvuh tomah. Tom I, Izd. Energhia, Moskva, 1975.

[2] *Schegliaev, V. A.* : Turbinas de vapor, Parte 1, 2, Ed. Mir Moscu, 1978.

[3] *Rijkin, V. Ia., Kuznețov, A. M.* : Analiz teplovîh shem mocinîh kondensaţionnîh blokov, Energhia, Moskva, 1972.

[4] *x x x* : M.E.E. — Note tehnice pentru centralele termice. Circuite regenerative. O.D.E., Bucureşti, 1971.

Tîrgul Internaţional „EMO '83"

Primul Tîrg Internaţional EMO a avut loc în 1975, tot la Paris.

Cea de a 5-a ediţie a tîrgului de maşini-unelte EMO va ocupa în întregime pavilioanele Parcului Expoziţional de la Porte de Versailles şi va fi o manifestare de mare amploare.

Expunerile însumează 110.000 m^2 de standuri, cu participarea a 1400 de expozanţi, din 25 de ţări. Vor fi prezentate cele mai performante realizări.

Tîrgul va fi deschis în fiecare zi, în intervalul 10—18 iunie, inclusiv duminica, de la orele 9 la 18.

Intrarea, pentru vizitatorii străini, se face pe baza invitaţiilor cu intrare permanentă, gratuită, distribuite la prezentarea paşaportului.

Catalogul oficial al expoziţiei va fi disponibil începînd de la 20 mai a.c., la Biroul de organizare al 5.EMO, din bulevardul Bineau 150 ; 92200 Neuilly — Franţa. Preţul de vînzare la expoziţie : 50 FF.

Vor fi expuse :

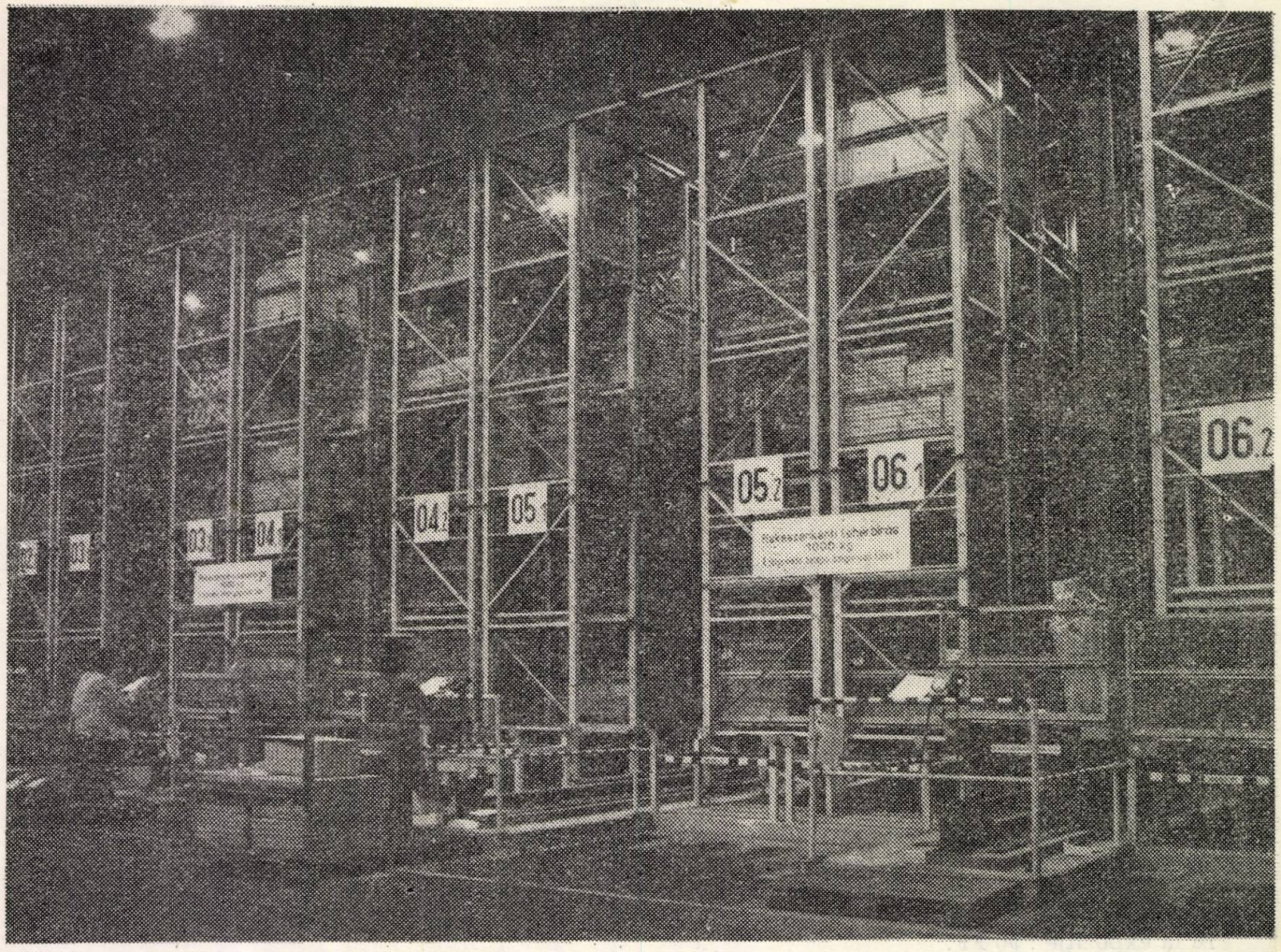
— Maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor prin aşchiere :

— strunguri,
— maşini de alezat şi frezat,
— maşini de găurit,
— maşini de frezat,
— maşini de prelucrat roţi dinţate,
— maşini de filetat,
— maşini de rabotat, de mortezat, şepinguri,
— maşini de broşat,
— maşini de decupat, ferăstraie,
— maşini de rectificat,
— maşini de polizat, şlefuit, rodat, finisat,
— maşini agregat,
— centru de prelucrare,
— maşini de prelucrare prin procedee neconvenţionale,
— alte maşini de prelucrat prin aşchiere.

— Maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor prin deformare :

— prese,
— maşini de forjat,
— maşini de tăiat, foarfeci,
— maşini de prelucrat metale în table şi benzi,
— maşini de prelucrat metale pentru bare şi profile,
— maşini de prelucrat metale pentruţevi,
— maini de prelucrat metale pentru sîrme,
— maşini pentru fabricarea buloanelor, şuruburilor etc.,
— alte maşini pentru prelucrarea metalelor prin deformare.

ing. Teodosia OPRESCU



Depozitare rațională și eficientă, valorificare la maximum a capacității de depozitare, cheltuială minimă de timp și de mijloace. Creșterea înălțimii depozitelor impune cerințe noi care pot fi satisfăcute de

balkancar

NOUA GAMA DE STIVUITOARE-TRANSLATOARE

Utilaje cu calități de exploatare superioare, cu comandă manuală sau automată, realizate în variante: cu program sau adresă, cu pupitru de comandă individuală sau grupată și echipate cu calculator electronic.

		TC 1,6	TC 5	TC 10	TC 16
— capacitatea de ridicare	kg	160	500	1000	1600
— înălțimea de ridicare	mm		12000		
— viteza de deplasare	m/min	80/13/4		63/10/2.9	
— viteza de ridicare	m/min			16/2	
— lățimea culoarului de lucru	mm			1000/1400	

Stivuitoarele-translatoare BALKANCAR sînt echipate cu sisteme de securitate tehnică care le conferă posibilitatea de funcționare neîntreruptă.

La cererea beneficiarilor se pot realiza utilaje cu parametrii diferiți față de cele standard.

Exportator: **balkancarimpex**
Bulevardul KLIMENT OHRIDSKI nr. 48
Sofia 1040
Telef. 655-01 Telex 023431/2
Telegrame BALKANCARIMPEX Sofia

Solicitări de informații și consultații, pe adresa:

TT Biroul BALKANCAR
București, str. Galați 32
Tel. 12.76.04

publicom

5.EMO PARIS 10·18·VI·83

PORTE DE VERSAILLES

Cea de a 5-a ediție a tîrgului de mașini-unelte **EMO** va ocupa în întregime pavilioanele Parcului Expozițional de la Porte de Versailles și va fi o manifestare de mare amploare.

Expunerile însumează 110 000 m² de standuri, cu participarea a 1 400 de expozanți, din 25 de țări. Vor fi prezentate cele mai performante realizări.

Vor fi expuse :

— **Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor prin așchiere :**

● strunguri, ● mașini de alezat, de alezat și frezat, ● mașini de găurit, ● mașini de frezat, ● mașini de prelucrat roți dințate, ● mașini de filetat, ● mașini de rabotat, de mortezat, șepinguri, ● mașini de broșat, ● mașini de decupat, ferăstraie, ● mașini de rectificat, ● mașini de polizat, șlefuit, rodat, finisat, ● mașini agregat, ● centre de prelucrare, ● mașini de prelucrare prin procedee neconvenționale, ● alte mașini de prelucrat prin așchiere.

— **Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor prin deformare :**

● prese, ● mașini de forjat, ● mașini de tăiat, foarfeci, ● mașini de prelucrat metale în table și benzi, ● mașini de prelucrat metale pentru bare și profile, ● mașini de prelucrat metale pentru țevi, ● mașini de prelucrat metale pentru sîrme, ● mașini pentru fabricarea buloanelor, șuruburilor etc., ● alte mașini pentru prelucrarea metalelor prin deformare.

Expoziția europeană de Mașini-unelte cu participare mondială

INFORMAȚII :
Biroul de organizare :
150, boulevard Bineau - B.P. 117
F 92203 Neuilly-sur-Seine
Tel. : (1) 745.43.43
Telex : 610 460 F

CĂLĂTORIE ȘI CAZARE PRIN :
Oficiul Național de Turism Carpați
Bd. Magheru nr. 7
București cod 70161
tel. 14.51.60/14.53.48
Telex 11270

PUBLICOM

ENERGETISCHE AUSRÜSTUNG

- DAMPFKESSEL
  mit Leistungen von 6,5 bis 1035 t/St
- HEISS-u. WARMWASSERKESSEL
  mit Leistungen 10; 25; 50 und 100 Gcal/St
- DRUCKLOSE und DRUCKBEHÄLTER, ZISTERNEN, SPEICHER
- D.K – GEBLÄSE; D.K – LÜFTER; KOHLENMÜHLEN
- CHEMISCHE WASSERAUFBEREITUNGSANLAGEN
- SCHWEISSKONSTRUCTIONEN
- SCHMIDETEILE und GUSSTEILE

  max. Gewicht: 7000 kg für Stahlguss
  5000 kg für Grauguss

1983 AUG

ERDÖLAUSTRÜSTUNG

- PUMPENEINHEITEN für Erdölförderung

  30 Varianten in der laufenden Produktion
  Auf Wunsch wird jede Variante zwischen
  0,9 und 19,3t (API) erzeugt

Gründungsjahr 1904

Vulcan

ROMÂNIA

76305 – BUCUREŞTI
Str. Sebastian nr. 88

Teleph: 31.00.30
Telex: 11.127 r.

E 327904

CM

B
REFERALVA

• TRACTOARE
ŞI AUTOVEHICULE

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

6

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ XXXV ■ IUNIE 1983

O ÎMBINARE OPTIMĂ A CAPACITĂȚILOR DE LUCRU ALE MAȘINILOR DE RIDICAT ȚINÎND SEAMA DE CONDIȚIILE SPECIFICE DE MANIPULARE A PIESELOR CARE NU SE POT PALETIZA

Garantează

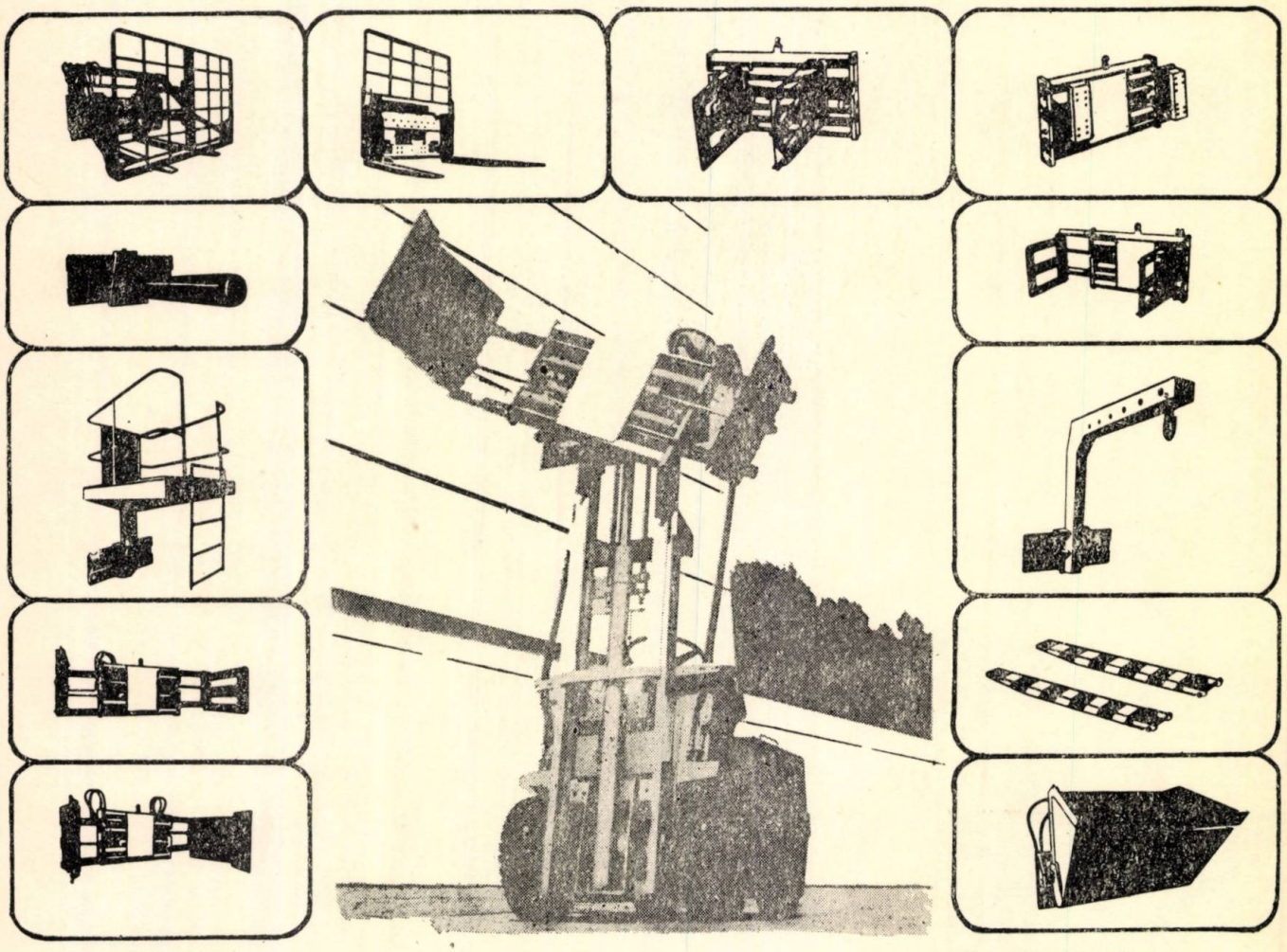
PIESELE DE SCHIMB
balkancar

Mecanice : braț de macara, platformă, prelungitor (furcă), dorn

Hidraulice : cleşti obişnuiţi şi rotativi cu fălci pentru apucat roţi, bidoane, baloturi, butoaie, scoabe cu apucare şi desfacere laterală, prin împingere, coşuri, furci.

Montaj simplu şi rapid la oricare maşină de ridicat din clasa I, II sau a III-a cu capacitatea de ridicat de 1000, 1250, 1600 2000, 2500, 3000 şi 3200 kgf.

Ce tip şi pentru care scop ? Avantajele sînt importante : reducerea cheltuielilor de exploatare, universalizarea maşinilor, economia de muncă şi de mijloace.



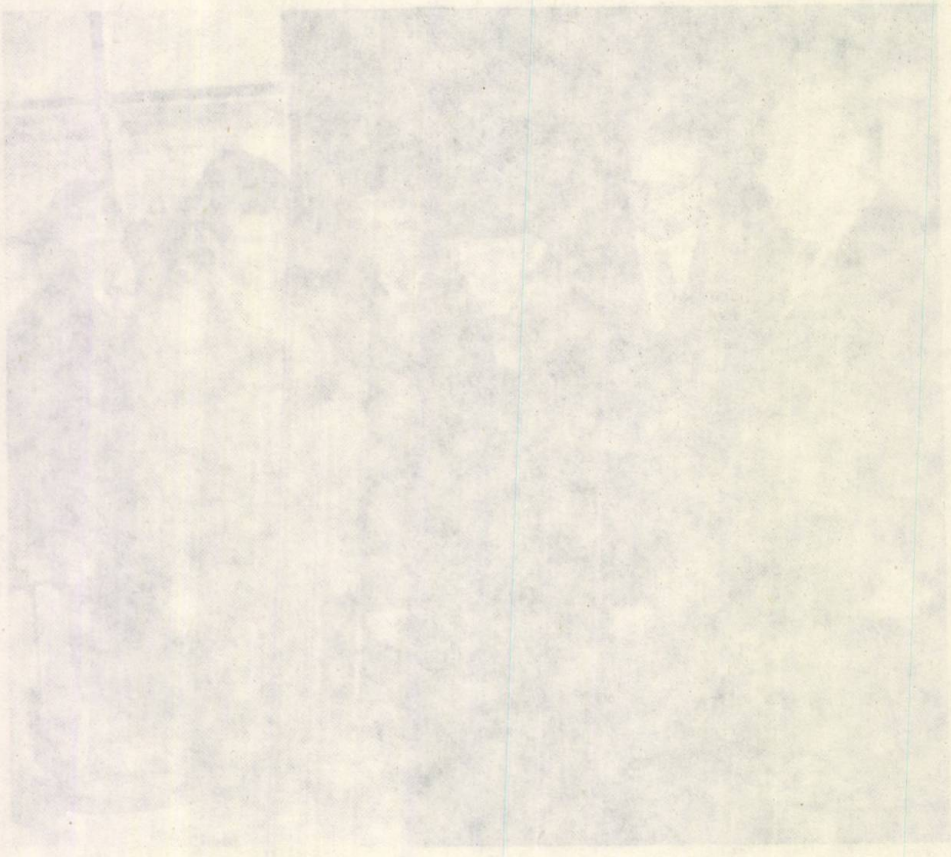
Livrarea se face prin Mecanoexportimport

publicom

Exportator
balkancarimpex
Sofia 1040
Bulevardul KLIMENT OHRIDSKI nr. 48
Telefon 655-01 Telex 023431/2
Telegrame Balkancarimpex, Sofia

Consultaţii tehnice :
„Balkancar" —
Biroul tehnic de comerț
Bucureşti, str. Galaţi nr. 32,
telefon 11.91.62

Tovarășul **NICOLAE CEAUȘESCU**, secretar general al Partidului Comunist Român, președintele Republicii Socialiste România, a avut la 23 martie a.c. o întîlnire de lucru, la Complexul expozițional din Piața Scînteii, cu cadre de conducere din Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini, cu specialiști din cercetare și proiectare, din sectoarele productive ale acestei ramuri.



MUSZAKI INFORMACIÓS ... ORSZÁGOS ... KÖNYVTÁR

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARA PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, 6 iunie, 1983

CUPRINS

Tractoare și autovehicule

PETRESCU, N. : **Realizări și perspective în construcția de tractoare** 235

DRĂGHICI, I., BEJAN, C. : **Dezvoltarea metodelor de calcul probabilist al organelor de mașini** 236

GROVU, M., STANCIU, I., VĂTĂȘAN, AL. : **Calculul static și dinamic al cadrului purtător al unui săpător de canale prin metoda elementului finit** 241

BENCHE, LIDIA, BENCHE, V. : **Studiul variației randamentului transmisiilor hidrostatice de putere** 247

PETRESCU, N., DRĂGHICI, I., BEJAN, C., GĂLEȘANU, AL., POPESCU, B. : **Principii ale organizării cercetării de fiabilitate prin încercări simulative** 252

PETRESCU, N., GĂLEȘANU, L., CIOBANU, I. : **Corelația între încercările statice și dinamice** 255

STATE, I., TARȚA, M. : **Evaluarea, printr-un model matematic, a nivelului tehnic al motoarelor diesel destinate tractoarelor** 260

GOIA, I., VLASE, S., MIHĂLCICĂ, V., TOFAN, M., ULEA, M. : **Metodologie pentru calculul arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă** 263

PETRESCU, N., GĂLEȘANU, AL., PAPADOPOL, GH., CIOBANU, I : **Studii privind îmbunătățirea fiabilității motorului D 118** 267

GOIA, I., ULEA, M., VLASE, I. O. : **Influența rigidității capacelor lagărelor asupra reacțiunilor care apar în palierele arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă** 271

TOFAN, M., ULEA, M., VLASE, S. : **Considerații privind schimbul de căldură gaz-perete în motoarele diesel cu procedeul HM** 272

OPREA, V., POMANĂ, V., ILIESCU, A., LUNGU, I., REGMAN, C., CUIBUȘ, V. : **Mașina pentru echilibrarea dinamică a arborilor cardanici, în două și trei planuri** 281

STOICESCU, A., DRĂGAN, V. : **Rezultate experimentale privitoare la consumul de combustibil al autobuzelor cu transmisie hidromecanică, la circulația în oraș** 284

OPREAN, M., STOENESCU, FL. : **Unele posibilități de micșorare a rezistenței aerului, în faza de proiectare** 287

ANTONESCU, P., OPREAN, M. : **Calculul cinematic al mecanismelor planetare cilindrice utilizate ca schimbătoare de viteză** 291

ISARIE, I., OPREAN, C., POPESCU, N. : **Cercetări privind vibrațiile și zgomotele care apar în amortizoarele autovehiculelor în condiții de exploatare** 295

Recenzii

STANCIU, I : **Drăghici, I. ș. a. — Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. II, Ed. Tehnică, București, 1982** 297

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : dr. ing. Nicolae Petrescu

SUMARE

CZ : 519.2:621-2

Drăghici, Bejan, C. : **Dezvoltarea metodelor de calcul probabilist al organelor de mașini**

Lucrarea — fiind efectul unor preocupări sistematice ale colectivului Universității brașovene — reprezintă în sine o sinteză a modelelor de calcul probabilist prezentînd evoluția acestora de la utilizarea conceptului de coeficient de siguranță în sens probabilist pînă la dimensionarea organelor de mașini pentru obținerea unei **probabilități de rupere admise.**

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 8 fig., 4 tab., 12 ref. bibl.

CZ : 624.13.002.5

Grovu, M., Stanciu, I., Vătășanu, A. : **Calculul static și dinamic al cadrului purtător al unui săpător de canale prin metoda elementului finit**

În lucrare se urmărește verificarea prin calcul a cadrului purtător al unui săpător de canale, pentru diverse poziții de lucru ale rotorului, în două variante constructive. Calculul se face în regim static, pornind de la forța maximă la limita de aderență pe care o poate prelua structura și în regim dinamic, considerînd o anumită lege de variație a forțelor exterioare. S-a utilizat metoda elementului finit și programul de calcul SAP-IV.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 6 fig., 1 ref. bibl.

CZ : 621-82

Benche, Lidia, Benche, V. : **Studiul variației randamentului transmisiilor hidrostatice de putere**

Se prezintă un studiu al variației randamentului transmisiei hidrostatice cu elemente cu pistonașe axiale reglabile ale autovehiculelor, tractoarelor, etc., vizînd căile ridicării lui. Relațiile de calcul și condițiile optimizatoare, avînd la bază similitudinea mașinilor hidrostatice rotative, permit, în baza unor date inițiale propuse și a unora experimentale asimilate sau determinate, reprezentarea analitică a randamentelor mașinilor hidrostatice și transmisiei corespunzătoare, funcție de caracteristicile lor constructive, tipul și nivelul de fabricație, starea tehnică, regimul de exploatare, mod de reglare (volumică) și raportul de transmitere.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 5 fig., 9 ref. bibl.

CZ : 658.562:621.004.64

Petrescu, N., Drăghici, I., Bejan, C., Găleșanu, A., Popescu, B. : **Principii ale organizării cercetării de fiabilitate prin încercări simulative**

Orientarea cercetărilor de fiabilitate trebuie să permită asimilarea modelelor teoretice la nivelul cercetării și apoi proiectării, experimentale ulterioare în acest domeniu avînd un caracter de ajustare a constantelor numerice. Actuala etapă a cercetărilor de fiabilitate prin încercări simulative are drept obiective :

— definitivarea metodelor de încercare simulativă
— definitivarea metodologiilor de prelucrare a rezultatelor experimentale
— elaborarea unei norme interne privitoare la indicatorii de fiabilitate și determinarea acestora, care să înlocuiască STAS 10307-75 inadecvat domeniului componentelor mecanice și imprecis în utilizare.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 3 fig., 9 ref. bibl.

CZ : 621.620.1

Petrescu, N., Găleșanu, A., Ciobanu, I. : **Corelația între încercările statice și dinamice**

În condițiile actuale, dinamice mașinilor oferă metode sau tehnici suficient de exacte pentru determinarea încărcărilor reale dezvoltate în procesul de lucru. În prezenta lucrare, o suită de organe complexe — subansambluri au fost încercate static și dinamic în eșantioane diferite prin :

— formă constructivă ;
— tratament termic ;
— material ;
— calitatea suprafeței.

Încercările de laborator au fost conduse în ideea obținerii unor rezultate care să permită previzionarea durabilității obiectelor studiate. S-au efectuat încercări statice și dinamice cu scopul verificării corelației rezultatelor obținute prin cele două metode de încercare (statică și dinamică).

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 12 fig., 1 tab.

CZ : 621.436

State, I., Tarta, M. : **Evaluarea printr-un model matematic a nivelului tehnic al motoarelor diesel destinate tractoarelor**

Pornind de la forma generică de experimare a legăturii dintre putere, alezaj și numărul de cilindri, se exprimă forma și concludența unui model de evaluare a nivelului tehnic al motoarelor. Performanțele și caracteristicile unor motoare fabricate într-o anumită perioadă de timp sînt prelucrate statistic, nivelul tehnic fiind evidențiat printr-o funcție exponențială multiplă : aceasta permite evidențierea substituției factorilor. Aplicația s-a efectuat pentru motoare diesel, cu aspirația naturală, răcite cu apă, testate la Nebraska în 1980.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 2 fig., 5 ref. bibl.

CZ : 621.431

Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V., Tofan, M., Ulea M. : **Metodologie pentru calculul arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă**

Sistemul de programe permite un calcul rapid al unui arbore cotit și alegerea unei variante optime. Se poate studia de asemenea un singur aspect utilizîndu-se numai ramura cu programele utile. Modelele utilizate au fost obiectivate prin calculul unui mare număr de arbori cotiți utilizați în exploatare, cu caracteristici de fiabilitate și rezistență cunoscute.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 7 fig., 8 ref.

CZ : 621.436

Petrescu, N., Găleșanu, A., Papadopol, Gh., Ciobanu I. : **Studiul privind îmbunătățirea fiabilității motorului D 118**

Necesitatea acestui studiu a apărut ca urmarea reclamațiilor privind ruperile repetate ale arborilor cotiți ai motoarelor D 118 în exploatarea tractoarelor U 800. Prin încercările efectuate s-a căutat să se afle : influența calității suprafețelor arborelui cotit asupra durabilității acestuia ; care este primul element din motor care cedează în exploatare. Pentru îmbunătățirea fiabilității acestui motor se propune :

— echiparea cu un arbore cotit care are razele de racordare superfinisate la rugozitate $R_z = 0{,}8\mu m$.

— echiparea cu capace paliere întărite ca formă și calitate de material.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 6, 9 fig., 2 tab., 4 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 519.2:621-2

Drăghici, I., Bejan, C. : **Developing the Probabilist Computing Methods of Machine Components**

The paper is the result of certain systematic concerns developed by a team of the Braşov University and represents in fact a synthesis of the probabilist computig methods presenting their evolution from the use of the safety coefficient concept in a probabilistic sense to the dimensioning of machine components for obtaining **an admitted breaking probability**.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 8 fig., 4 tables, 12 bibl. papers

---

DC : 624.13.002.5

Grovu, M. m Stanciu, I., Vătăşanu, A. : **Static and Dynamic Computation of a Bucket Ditcher Carrying Frame by the Finite Element Method**

The paper tends to check by computation the carrying frame of a bucket ditcher for various working positions of the rotor in two design versions. The computation is performed in a static condition, starting from the maximum force at the adherence limit that can be taken over by the structure in a dynamic condition too, and considering a certain variation law of the external forces. The finite element method and the SAP-IV computing programme have been used.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 6 fig., 1 bibl. paper

---

DC : 621-82

Benche, Lidia, Benche, V. : **Efficiency Variation Study of Power Hydrostatic Transmissions**

The paper presents a study of the efficiency variation at a hydrostatic transmission by elements with adjustable axial pistons for motor vehicles, tractors etc., and the ways and means to increase it. The computation relations and optimizing conditions are based upon the similitude of rotary hidrostatic machines and enable an analytical representation, starting from certain initial suggested data and from assimilated or determined experimental ones, of the hidrostatic machines efficiencies and of the corresponding transmission, function of their design characteristics, manufacturing type and level, technical condition, operating duty, adjusting manner (volumic) and transmission ratio.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 5 fig., 9 bibl. papers

---

DC : 658.562:621.004.64

Petrescu, N., Drăghici, I., Bejan, C., Găleşanu, A., Popescu, B. : **Principles of Reliability Research Organization by Means of Simulation Tests**

The reliability researches must be directed towards enabling the assimilation of theoretical models at the research and designing level, the subsequent experiments conducted in the field having the character of adjusting the numerical constants. The present stage of the reliability researches by simulation tests has in view :

— to complete the simulation test methods

— to complete the experimental results processing methods

— to work out an internal standard concerning the reliability indices and their determination ; the determination ; the relevant standard is meant to replace STAS 10307-75 which is inadequate to the field of mechanical components and inaccurate for use.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 3 fig., 9 bibl. papers

DC : 621.620.1

Petrescu, N., Găleşanu, A., Ciobanu, I. : **The Relationship Between Static and Dynamic Tests**

Under the present conditions, the machines dynamics offer fairly accurate methods or technologies for determining the real loadings during the working process. The paper presents the static and dynamic tests performed with various samples of complex components — subassemblies in point of :

— structural shape ;

— heat treatment ;

— material ;

— surface quality.

The laboratory tests were performed for obtaining such result as to enable the durability foreseeing of the objects under study. Static and dynamic tests were performed for checking the relationship of the results obtained by the two testing methods (static and dynamic).

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 12 fig., 1 table

DC : 621.436

State, I., Tarţa, M. : **Evaluation by Mathematical Model of the Technical Level Reached by Diesel Engines for Tractors**

Starting from the generic expression of the relation among power, bore and number of cylinders, the form and obviousness of an evaluatin model is expresed concerning the technical level of engines. The performances and characteristics of engines made within a certain period are statistically processed, the technical level being expressed by means of a multiple exponential function which enables the substitution of elements.

The relevant evaluation has been applied to water cooled, natural suction Diesel engines tested in Nebraska in 1980.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 2 fig., 5 bibl. papers

---

DC : 621.431

Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V., Tofan, M., Ulea M. : **Computing Method for Internal Combustion Engine Crankshafts**

The programming system enables a rapid crankshaft computation and the choice of an optimal version. A single aspect can be equally studied by using the useful programmes branch only. The models used have been brought out the computing a great number of crankshafts in operation of established reliabilitiy and endurance characteristics.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 7 fig., 8 bibl. papers

---

DC : 621.436

Petrescu, N., Găleşanu, A., Papadopol, Gh., Ciobanu I. : **Study Concerning the Enhancing of the D 118 Engine Reliability**

The study has become necessary as a result of the complaints concerning repeated breaks of the D 118 engine crankshafts when used on U 800 tractors. The tests performed were directed towards establishing : the influence of the crankshaft surface quality upon its endurance ; the first engine part failing in operation. The following suggestions are made in order to enhance the engine reliability :

— equipping with a crankshaft boasting superfinished connection radia at a roughness value $R_z = 0{,}8\ \mu m$

— equipping with main bearing caps reinforced in point of form and material quality.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 9 fig., 2 tables, 4 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 519.2:621-2

Drăghici, I., Bejan, C. : **Développement des méthodes de calcul probable des organes de machines**

Cet ouvrage — le résultat des préoccupations systématiques du groupe scientifique de l'Université de Braşov — représente une synthèse des modeles de calcul probable, présentant l'évolution de ces modèles appliqués à l'utilisation du concept de coefficient de sécurité en sens probable jusqu'au dimensionnement des organes de machines en vue d'obtenir une probabilité de rupture admissible.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 8 fig., 4 tabl., 12 réf.

CD : 624.13.002.5

Grovu, Al., Stanciu, I., Vătăşanu, A. : **Calcul statique et dynamique du cadre porteur d'un engin de creusage des canaux, en utilisant la méthode de l'élément fini**

L'ouvrage étudie la vérification par calcul du cadre porteur d'un engin de creusage des canaux, pour diverses positions de travail du rotor, en deux variantes constructives. Le calcul est effectué : en régime statique, en partant de la force maximale à la limite d'adhérence que reprendre la structure ; et en régime dynamique, en considérant une certaine loi de variation des forces extérieures. On a utilisé la méthode de l'élément fini et le programme de calcul SAP-IV.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 6 fig., 1 réf.

CD : 621-82

Benche, Lidia, Benche, V. : **L'étude de la variation du rendement des transmissions hydrostatiques de puissance**

On pérsente l'étude de la variation du rendement de la transmission hydrostatique avec éléments à petits pistons axiaux réglables des véhicules automobiles, des tracteurs, etc, en visant les moyens d'augmenter ce rendement. Les relations de calcul et les conditions d'optimisation — reposant sur la similitude des machines hydrostatiques rotatives — permettent (en vertu d'une série de données initiales proposées et d'expérimentations assimilées ou déterminées) la représentation analytique du rendement des machines hydrostatiques et de la transmission correspondante, en fonction de leurs caractéristiques constructives, de leur type et niveau de fabrication, de l'état technique, du régime d'exploitation, du mode de réglage (en volume) et du rapport de transmission.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 5 fig., 9 réf.

CD : 658.562:621.004.64

Petrescu, N., Drăghici, I., Bejan, C., Găleşanu, A., Popescu, B. : **Principes de l'organisation de la recherche fiabilité par essais de simulation**

L'orientation des recherches de fiabilité doit permettre l'assimilation des méthodes théoriques au niveau de la recherche et ensuite du projet, les expérimentations ultérieures dans ce domaine ayant un caractère d'ajustement des constantes numériques. L actuelle étape des recherches de fiabilité, par des essais de simulation, vise les objectifs suivants :

— la mise au point des méthodes d'essais par simulation

— la mise au point des méthodologies de traitement des résultats expérimentaux

— l'élaboration d'un standard intérieur, concernant les indicateurs de faibilité et la détermination de ceux-ci, destiné à remplacer le STAS 10307-75 devenu inadéquat dans le domaine des composants mécaniques et imprécis en pratique.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 3 fig., 9 réf.

CD : 621.620.1

Petrescu, N., Găleşanu, A., Ciobanu, I. : **Corrélation des essais statiques et dinamiques**

La dynamique des machines offre, dans les conditions actuelles, des méthodes ou des techniques suffisamment exactes pour déterminer les charges réelles développées durant le processus de travail. Cet ouvrage se réfère à l'exécution des essais statiques et dynamiques d'une série d'organes complexes — sous-sènsembles différant par :

— la forme constructive
— le traitement thermique
— le matériau
— la qualité de la surface

Les essais de laboratoire ont été conduits en vue d'obtenir des résultats permettant de prévoir la durabilité des objets étudiés. On a effectué des essais statiques et dynamiques en vue de vérifier la corrélation des résultats obtenus à l'aide des deux méthodes d'essai (statique et dynamique).

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 12 fig., 1 tabl.

CD : 621.436

State, I., Tarţa, M. : **Evaluation du niveau technique des moteurs diesel destinés aux tracteurs, en appliquant un modèle mathématique**

En partant de la forme générale d'expression de la liaison entre puissance, alésage et nombre de cylindres, on exprime la forme et la conclusion d'un modèle d'évaluation du niveau technique des moteurs. On traite de manière statistique les performances et les caractéristiques d'une série de moteurs, fabriqués en une certaine période, le niveau technique étant mis en évidence par une fonction exponentielle multiple : celle-ci permet de mettre en relief le substitution des facteurs.

On a effectué cette application aux moteurs diesel à aspiration naturelle, refroidis à l'eau, testés à Nebraska en 1980.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 2 fig., 5 réf.

CD : 621.431

Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V., Tofan, M., Ulea M. : **Méthodologie pour le calcul des vilebrequins des moteurs à combustion interne**

Le système de programmes permet un calcul rapide d'un vilebrequin et le choix d'une variante optimale. On peut également étudier un seul aspect en utilisant seulement la branche avec des programmes utiles. Les modèles utilisés ont été définis par calcul d'un grand nombre de vilebrequins servant en exploitation, à caractéristiques de fiabilité et de résistance connues.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 7 fig., 8 réf.

CD : 621.436

Petrescu, N., Găleşanu, A., Papadopol, Gh., Ciobanu I. : **Etude concernant l'amélioration de la fiabilité du moteur D 118**

Cette étude s'est avérée nécessaire à la suite des réclamations concernant les casses répétées des vilebrequins des moteurs D 118 exploités sur les tracteurs U-800. Les essais effectués ont visé à établir : l'influence exercée par la qualité des surfaces du vilebrequin sur la durabilité de celui-ci ; l'identification du premier élément du moteur défaillant en exploitation. Pour améliorer la fiabilité de ce moteur, on propose :

— son épuipement avec un vilebrequin sont les rayons de raccord sont superfinissés à la rugosité de $R_z = 0{,}8$ μm

— son épuipement avec des chapeaux de paliers renforcés du point de vue forme et qualité du matériau.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 9 fig., 2 tabl., 4 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 519.2:621-2

Drăghici, I., Bejan, C. : **Die Entwicklung der Methoden zur Wahrscheinlichkeitsrechnung der Maschinenelemente**

Der Beitrag stellt — als Ergebnis der systematischen Bemühungen des Kollektivs der Universität in Braşov — eine Synthese der Wahrscheinlichkeitsrechnungsmethoden dar. Es wird ihre Entwicklung von der Verwendung des Begriffs des Sicherheitskoeffizienten im Sinn der Wahrscheinlichkeit bis zur Bemessung der Maschinenelemente im Hinblick auf die Ermittlung einer erlaubter Bruchwahrscheinlichkeit präsentiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 8 Fig., 4 Tab., 12 Lit.

DK : 624.13.002.5

Grovu, M., Stanciu, I., Vătăşanu, A. : **Die statische und dynamische Berechnung des Tragrahmens eines Geräts zum Ausheben der Kanäle durch die Methode des endlichen Elements**

Im Beitrag wird die Überprüfung aufgrund von Berechnungen des Tragrahmens eines Geräts zum Ausheben von Kanälen für verschedene Arbeitsstellungen des Rads, in zwei Bauversionen beschrieben. Die Berechnung erfolgt im statischen Zustand, ausgehend von der maximalen Kraft an der Reibungsgrenze, die von der Struktur aufgenommen werden kann, und im dynamischen Zustand, unter Berücksichtigung eines bestimmten Gesetzes des Außenkräfteverlaufs. Verwendet wurden die Methode des endlichen Elements und das Rechenprogramm SAP-IV.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 6 Fig., 1 Lit.

DK : 621-82

Benche, Lidia, Benche, V. : **Die Untersuchung der Wirkungsgradschwankung bei hydrostatischen Leistungsgetrieben**

Präsentiert wird eine Untersuchung der Wirkungsgradschwankung der hydrostatischen Getriebe, deren Glieder einstellbare Axialkolben aufweisen, bei Kraftfahrzeugen, Schleppern usw., die auf die Verbesserung des Wirkungsgrades abzielt. Die Berechnungsbeziehungen und die Optimierungsbedingungen, die auf die Ähnlichkeit der hydrostatischen Umlaufmaschinen beruhen, ermöglichen die analytische Darstellung der Wirkungsgrade der hydrostatischen Maschinen und der entsprechenden Getriebe, je nach den konstruktiven Eigenschaften, dem Bautyp und — stand, dem technischen Zustand, der Betriebsart der (volummäßigen) Einstellungsweise und dem Übersetzungsverhältnis, aufgrund einiger vorgeschlagenen Ausgangsdaten und einiger durch Versuchen übergeleiteten oder ermittelten Daten.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 5 Fig., 9 Lit.

DK : 658.562:621.004.64

Petrescu, N., Drăghici, I., Bejan, C., Găleşanu, A., Popescu, B. : **Grundsätze zur Organisation der Zuverlässigkeitsforschung durch Simulationsversuche**

Die Orientierung der Zuverlässigkeitsforschung muß die Überleitung der theoretischen Modelle in die Forschung und anschließend in den experimentellen Entwurf in diesem Bereich ermöglichen und dabei zur Ausgleischung der numerischen Konstanten beitragen. Die Ziele in der gegenwärtigen Etappe der Zuverlässigkeitsforschung durch Simulationsversuche sind :

— Die endgültige Festlegung der Simulatiosversuchsmethoden,

— Die endgültige Festlegung der Methoden zur Bearbeitung der experimentellen Ergebnisse,

— Die Ausarbeitung einer inländischen Norm für die Zuverlässigkeitsgrößen und die Ermittlung derselben, um die STAS — Norm 10307-75, die sich im Bereich der Maschinenbauteile als unangemessen und in der Anwendung als ungenau erweist, ersetzen soll.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 3 Fig., 9 Lit.

DK : 621.620.1

Petrescu, N., Găleşanu, A., Ciobanu, I. : **Die Wechselbeziehung zwischen den statistischen und dynamischen Versuchen**

Unter den gegenwärtigen Bedingungen bietet die Dynamik der Maschinen Methoden und Techniken ausreichender Genauigkeit zur Bestimmung der realen Belastungen, die im Arbeitsprozeß auftreten. Für den vorliegenden Beitrag wurden eine Reihe von komplexen Maschinen — und Bauteilen, als verschiedene Prüflinge, die sich durch :

— konstruktive Form,
— Wärmebehandlung,
— verwendeten Werkstoff,
— oberflächengüte

unterscheiden, statischer und dynamischer Versuche unterzogen.

Die Laborversuche wurden zur Erzielung von Ergebnissen durchgeführt, die eine Vorausbestimmung der Dauerhaftigkeit der untersuchten Gegenstände ermöglichen. Es wurden statische und dynamische Versuche durchgeführt zur Überprüfung der Wechselbeziehung zwischen den durch die beiden (statischen und dynamischen) Versuchsmethoden ermittelten Resultate.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 12 Fig., 1 Tab.

DK : 621.436

State, I., Tarţa, M. : **Die Bewertung des technischen Stands der für Schlepper bestimmten Dieselmotoren durch ein mathematisches Modell**

Ausgehend von der allgemeinen Ausdrucksform des Zusammenhangs zwischen Leistung, Bohrung und Zylinderranzahl wird die Form und die Schlüssigkeit eines Bewertungsmodells des technischen Stands der Motoren ausgedrückt.

Die Leistungen und Eigenschaften einiger in einer bestimmten Zeitspanne hergestellten Motoren verden statistisch bearbeitet, wobei der technische Stand durch eine mehrfache Exponentialfunktion dargestellt wird : dadurch wird das Hervorheben der Faktorensubtitution ermöglicht.

Die Bewertung erfolgte für wassergekühlte Dieselmotoren mit natürlicher Saugung, die 1980 in Nebraska getestet wurden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 2 Fig., 5 Lit.

DK : 621.431

Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V., Tofan, M., Ulea M. : **Eine Methodologie zur Berechnung der Kurbelwellen von Verbrennungsmotoren**

Ein System von Programmen ermöglicht die schnelle Berechnung einer Kurbelwelle und die Wahl der optimalen Variante. Es kann auch nur ein einziger Aspekt untersucht werden, indem nur der Zweig mit den nützlichen Programmen berwendet wird. Die verwendeten Modelle wurden durch die Berechnung einer großen Anzhal der im Betrieb verwendeten Kurbelwellen mit bekannten Zuverlässigkeits — und Widerstandseigenschaften realisiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 7 Fig., 8 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 519.2 : 621—2

Дрэгич, И., Бежан, К. : **Развитие методов вероятностного расчёта органов машин**

Работа, являющаяся результатом последовательных занятий коллектива Брашовского университета, представляет собой синтез моделей вероятностного расчёта. В ней представляется эволюция этих моделей, исходя от применения понятия коэфициент запаса в вероятностном смысле до расчетного определения размеров органов машин для получения **допускаемой вероятности разрушения.**

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 8 рис., 4 табл., 12 лит.

ДК : 624.13.002.5

Грову, М., Станчу, И., Вэтэшану, А. : **Статический и динамический расчёт опорной рамы каналокопателя методом конечного элемента**

В работе представляется расчётная проверка опорной рамы каналокопателя для различных рабочих положений ротора в 2 конструктивных вариантах. Расчет осуществляется в статическом режиме, исходя от максимального усилия до предела сцепления, который структура может принять, и в динамическом режиме, считая определенный закон изменения внешних усилий. Были использованы метод конечного элемента и расчётная программа SAP—IV.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 6 рис., 1 лит.

ДК : 621—82

Бенке, Л., Бенке, В. : **Исследование изменения к п д гидростатических силовых передач**

В работе представляется исследование изменения к п д гидростатических передач элементами с регулируемыми осевыми поршнями автомобилей, тракторов и т.д., указывая пути его повышения. Расчётные отношения и оптимизированные условия, имея в основе подобие вращающихся гидростатических машин, позволят осуществить на основе предложенных первоначальных и освоенных или определенных опытных данных аналитическое представление к п д гидростатических машин и соответствующих передач в зависимости от их конструктивных характеристик, типа и уровня выпуска, технического состояния, эксплуатационного режима, способа регулировки (объемной) и передаточного отношения.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 5 рис., 9 лит.

ДК : 658.562 : 621.004.64

Петреску, Н., Дрэгич, И., Бежан, К., Гэлешану, А., Попеску, Б. : **Принципы организации исследования надежности имитационными испытаниями**

Ориентировка исследований надежности должна позволить освоение теоретических моделей на уровне исследования и потом дальнейшего опытного проектирования в этой области, имея характер регулировки цифровых постоянных. Настоящий этап исследований надежности имитационными испытаниями содержит следующие объективы :

— завершение методов имитационных испытаний ;
— завершение методик обработки опытных результатов ;
— разработка внутренней нормы по указателям надежности и их определение, которая могла заменить СТАС 10307—75, несоответственный области механических составляющих и неточный для применения.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 3 рис., 9 лит.

ДК : 621.620.1

Петреску, Н., Гэлешану, А., Чобану, И. : **Соотношение между статическими и динамичискими испытаниями**

В настоящих условиях, динамика машин предоставляет достаточно точные методы или технические способы для определения фактических нагружений, развиваемых в рабочем процессе. В настоящей работе серия комплексных органов — узлов — была подвергнута статическим и динамическим испытаниям в форме образцов, которые различаются :

— конструктивной формой ;
— термической обработкой ;
— материалом ;
— качеством поверхности.

Лабораторные испытания были направлены на получение результатов, позволяющих предвидение долговечности исследованных предметов. Были проведены статические и динамические испытания с целью проверки соотношения результатов, полученных этими двумя методами (статическим и динамическим).

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 12 лит., 1 табл.

ДК : 621.436

Стате, М., Тарца, М. : **Оценка математической моделью технического уровня дизельных тракторных двигателей**

Исходя из генетической формы выражения связи между мощностью, диаметром цилиндра и числом цилиндров, в работе представляются форма и аргументация модели для оценки технического уровня двигателей. Качественные показатели и характеристики двигателей, выпускаемых в определенном периоде времени, были статически обработаны, их технический уровень будучи выделен многократной экспоненциальной функцией, что позволяет выявление подстановки факторов. Отображение было осуществлено на дизелей с природным всасыванием и водяным охлаждением, испытанных в Штате Небраска в 1980 г.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 2 рис., 5 лит.

ДК : 621.431

Гоя, И., Власе, С., Михэлчикэ, В., Тофан, М., Улеа, М. : **Методика для расчёта коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания**

Система программ позволяет сделать быстрый расчёт коленчатого вала и выбор оптимального варианта. Также, можно изучать один аспект, применяя только область с полезными программами. Используемые методы были конкретизированы расчетом большого количества коленчатых валов, применяемых в эксплуатации со знакомыми характеристиками надежности и прочности.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 7 рис., 8 лит.

ДК : 621.436

Петреску, Н., Гэлешану, А., Пападопол, Г., Чобану, И. : **Исследования по улучшению надежности двигателя Д 118**

Необходимость этих исследований появилась вследствие рекламаций о повторяемых разрывов коленчатых валов двигателей Д 118, при эксплуатации тракторов U 800. Целями проведенных испытаний были следующие : влияние качества поверхностей коленчатого вала на его долговечность ; выявление первого элемента двигателя, поддающегося в эксплуатации. Для улучшения надежности этого двигателя предлагаются следующие :

— оснащение коленчатым валом, имеющим радиусы закругления, подвергнутые отделочной обработке на шероховатость $R_2 = 0{,}8$ μм ;

— оснащение крышками подшипников с отверденными формами, изготовленными из высококачественных материалов.

„Construcţia de maşini", 35 (1983),
н. 6, 9 рис., 2 табл., 4 лит.

CZ : 621.431

Goia, I., Ulea, M., Vlase, I. O.: **Influenţa rigidităţii capacelor lagărelor asupra reacţiunilor care apar în palierele arborilor cotiţi ai motoarelor cu ardere internă**

Lucrarea îşi propune studiul influenţei rezemării elastice în cazul arborilor cotiţi ai motoarelor deoarece în calculele de proiectare rigiditatea lagărelor paliere ale motorului nu este luată în considerare. Problema determinării reacţiilor în paliere se reduce la rezolvarea unui sistem static nedeterminat, gradul de nedeterminare fiind n pentru un arbore cu n+1 manetoane.

Analizînd reacţiunile obţinute în situaţia lagărelor rigide şi în cazul celor deformabile se constată o influenţă sensibilă a deformaţiilor lagărelor paliere asupra valorilor şi sensului reacţiunilor.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 6, 2 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.436

Tofan, M., Ulea, V., Vlase, S.: **Consideraţii privind schimbul de căldură gaz — perete în motoarele diesel cu procedeul HM**

Schimbul de căldură reprezintă o componentă energetică determinantă a evoluţiei reale a ciclului motor. Problema de analiză funcţională la care duce natura studiului evoluţiilor parametrilor instantanei p, T de-a lungul procesului motor şi dependenţa legii de schimb (gaz — perete) de aceste evoluţii, poate răspunde la un aspect definitoriu descrierii procesului real din motor.

În toate reprezentările, constanta de proporţionalitate este o funcţie de turaţie şi nu de V. Numai într-o reprezentare a procesului motor ca proces dinamic determinist se poate defini funcţia potenţial a ciclului motor, devenind accesibil studiul motoarelor optimale.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 6, 13 fig., 14 ref. bibl.

CZ : 621-755

Oprea, V., Pomană, V., Iliescu, A., Lungu, I., Regman, C., Cuibaş, V.: **Maşina pentru echilibrarea dinamică a arborilor cardanici în 2 şi 3 planuri**

Lucrarea prezintă o maşină de echilibrat dinamic arbori cardanici, în 2 sau 3 planuri. De remarcat este faptul că citirile în toate cele 3 plane se fac cu numai 2 seturi de instrumente de măsură.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 6, 3 fig.

CZ : 629.114.5

Stoicescu, A., Drăgan, V.: **Rezultatele experimentale privitoare la consumul de combustibil al autobuzelor cu transmisie hidromecanică la circulaţia în oraş.**

În lucrare se prezintă şi se analizează rezultate experimentale în legătură cu consumul de combustibil al unor autobuze articulate cu transmisie hidromecanică la circulaţia în oraşul Bucureşti, pe traseele uzuale ale transportului în comun. Prin metode statistice s-au evidenţiat coeficientul de variaţie al consumului de combustibil, numărul necesar de probe, influenţa lungimii medii dintre staţii asupra consumului de combustibil, precum şi influenţa sistemului de alimentare al motorului asupra consumului de combustibil.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 6, 4 fig., 1 tab., 6 ref. bibl.

CZ : 629.113/.114

Oprean, M., Stoenescu, Fl.: **Unele posibilităţi de micşorare a rezistenţei aerului în faza de proiectare**

În această lucrare sînt prezentate modificările constructive întreprinse asupra autofurgonetei fabricate la întreprinderea „Autobuzul" din Bucureşti, care conduc la o reducere sensibilă a rezistenţei aerului. Rezultatele măsurătorilor efectuate în tunelul aerodinamic pe macheta la scara 1/10 confirmă faptul că reducerea coeficientului c_x cu circa 12% încă din faza de proiectare este posibilă.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 6, 5 fig., 1 tab., 6 ref. bibl.

CZ : 621.585

Antonescu, P., Oprean, M.: **Calculul cinematic al mecanismelor planetare cilindrice utilizate ca schimbătoare de viteză**

Pornind de la schema cinematică a unui schimbător de viteză planetar cilindric se prezintă o metodă de calcul a numerelor de dinţi ai roţilor dinţate pentru realizarea rapoartelor de transmitere impuse în fiecare treaptă de multiplicare. În proiectarea cinematică a acestor mecanisme planetare cilindrice se consideră condiţiile de coaxialitate a roţilor centrale, precum şi cele de angrenare simultană a acestor roţi cu sateliţii respectivi în scopul încărcării uniforme a roţilor dinţate. Se arată că, în funcţie de valorile rapoartelor de transmitere, trebuie adoptată soluţia cinematică a mecanismului planetar cu angrenaje în serie sau în paralel.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 6, 2 fig., 3 tab., 8 ref. bibl.

DC : 621.431

Goia, I., Ulea, M.: **Influence of Axle Cap Stiffness upon the Reactions Occuring Within the Crankshaft Bearings of Internal Combustion Engines**

The paper attempts a study on the influence of elastic suspension in case of engine crankshafts, as the design computations disregard the engine crankshaft bearings stiffness. The problem of establishing the reactions occuring within the bearing is reduced to the solving of an undetermined static system, the undetermination degree being n for a shaft with n+1 crankpins.

By analysing the reactions obtained for rigid axles in case of distorting ones, a considerable influence of the crankshaft bearing deformations upon the reaction values and directions is found.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 2 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.436

Tofan, M., Ulea, V., Vlase, S.: **Considerations upon the Gas-Wall Heat Exchange within Diesel Engines According to the HM Procedure**

Heat exchange represents a determining power component of the engine cycle real evolution. The functional analysis problem resulting from the nature of the p, T instantaneous parameters evolution along the engine process, as well as the dependance of the gas-wall exchange law upon this evolution can lead to a defining aspect for describing the real process taking place within the engine.

The proportionality constant is a speed function and not a V one in all the representations. Only a representation of the engine process as a determining dynamic process can define the engine cycle potential function, the optimal engine study becoming thus accessible.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 6, 12 fig., 14 bibl. papers

DC : 621-755

Oprea, V., Pomană, V., Iliescu, A., Lungu, I., Regman, C. Cuibuș, V. : **Dynamic Balancing Machine for Cardan Shafts in 2 and 3 Plans**

The paper presents a dynamic balancing machine for cardan shafts in two and three plans.

Mention should be made of the fact that the readings in all three plans are performed only with two sets of measuring instruments.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 6, 3 fig.

DC : 629.114.5

Stoicescu, A., Drăgan, V. : **Experimental Results Concerning the Fuel Consumption of Hydromechanical Transmission Buses in Town Traffic Conditions**

The paper presents and analyses the experimental results concerning the fuel consumption of articulated buses with hydromechanical transmission in Bucharest traffic conditions, along the usual lines of public conveyance. Statistical methods have brough out the fuel consumption variation coefficient, the necessary number of the average distance between stops upon the fuel consumption, as well as the influence of the engine feeding system upon the fuel consumption.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 6, 4 fig., 1 table, 6 bibl. papers

---

DC : 629.113/114

Oprean, M., Stoenescu, Fl. : **Possibilities of Drag Reduction in the Designing Stage**

The paper presents the changes in the design of the delivery van made by the „Autobuzul" Works in Bucharest, leading to a considerable drag reduction. The results of the measurements carried out in the wind tunnel on a 1/10 scale model testify to the fact hat it is possible to reduce the C_x coefficient by some 12 p.c. even in the designing stage.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 6, 5 fig., 1 table, 6 bibl. papers

---

DC : 621.585

Antonescu, P., Oprean, M. : **Kynematic Calculus of Epicyclic Gears Used as Gearboxes**

Starting from the kynematic diagram of an epicyclic gearbox, a calculus method is presented for the number of gear teeth necessary for achieving each gear reduction rate. The kynematic designing of the epicyclic gears takes into account the central wheels coaxiality conditions, as well as those concerning the simultaneous gearing of the wheels with their relevant planetary pinions in view of a uniformous gear loading. The paper shows that, function of the reduction rate values, a kynematic solution for the epicyclic gear with series or parallel gearing should be adopted.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 6, 2 fig., 3 tables, 8 bibl. papers

---

CD : 621.431

Goia, I., Ulea, M. : **L'influence exercée par la rigidité des chapeaux des paliers sur les réactions qui apparaissent dans les chapeaux des paliers des vilebrequins des moteurs à combustion interne**

Cet ouvrage se propose d'étudier l'influence de l'appui élastique dans le cas des vilebrequins des moteurs car la rigidité des chapeaux des paliers du moteur n'est pas prise en considération dans les calculs du projet. Le problème concernant les réactions dans les chapeaux se réduit à résoudre un système statique nondéterminé, le degré de non-détermination étant n pour un arbre à n+1 manetons.

En analysant les réactions obtenues dans la situation des paliers rigides et dans le cas des paliers déformables, on constate une influence sensible des déformations des chapeaux des paliers sur les valeurs et le sens des réactions.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 6, 2 fig., 2 réf.

CD : 621.436

Tofan, M., Ulea, V., Vlase, S. : **Considérations relatives à l'échange de chaleur gaz-paroi dans les moteurs diesel avec le procédé HM**

L'échange de chaleur représente une composante énergétique déterminante de l'évaluation réelle du cycle moteur. Le problème d'analyse fonctionnelle à laquelle conduit le genre de l'étude des évolutions des paramètres instantanés p, T le long du processus moteur et la dépendance de la loi d'échange (gaz-paroi) par rajjort à ces évolutions, peut répondre à un aspect définissant la description du processus réel dans le moteur.

Dans toutes les représentations, la constante de proportionnalité est une fonction du nombre de tours et non de V. On peut définir la fonction potentiel du cycle moteur uniquement dans dynamique déterminant, devenant accessible à l'étude des moteurs optimaux.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 6, 12 fig., 14 réf.

CD : 621-755

Oprea, V., Pomană, V., Iliescu, A., Lungu, I., Regman, C., Cuibuș, V. : **Machine pour l'équilibrage dynamique des arbres à cardan en deux et trois plans**

L'ouvrage présente une machine pour l'équilibrage dynamique de sarbres à cardan en deux et trois plans.

Il faut remarquer le fait que les lectures dans tous les trois plans sont réalisées avec seulement deux jeux d'instruments de mesure.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 6, 3 fig.

CD : 629.114.5

Stoicescu, A., Drăgan, V. : **Résultats expérimentaux concernant la consommation de combustible des autobus à transmission hydromécanique lorsqu'ils circulent en ville**

Cet ouvrage présente et analyse les résultats expérimentaux concernant la consommation de combustible des autobus articulés à transmission hydromécanique lorsqu'ils circulent à Bucarest, sur les trajets usuels du transport en commun. En utilisant des méthodes statistiques, on a mis en evidence le coefficient de variation de la consommation de combustible, le nombre necéssaire d'essais, l'influence de la distance moyenne entre les stations sur la consommation de combustible, ainsi que l'influence du système d'alimentation du moteur sur la consommation de combustible.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 6, 4 fig., 1 tabl., 6 réf.

CD : 629.113/.114

Oprean, M., Stoenescu, Fl. : **Possibilités de diminuer la résisteance de l'air dans la phase de projet**

Cet ouvrage présente les modifications constructives pratiquées sur la fourgonnette construite par l'entreprise „Autobuzul" de Bucarest, susceptibles de conduire à une diminution sensible de la résistance de l'air. Les résultats des mesures effectuées dans le tunnel aérodynamique avec la maquette à l'échelle 1/10 confirment le fait qu'il est possible de réduire le coefficient c_x de 12% environ, dès la phase de projet.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 6, 5 fig., 1 tabl., 6 réf.

CD : 621.585

Antonescu, P., Oprean, M. : **Calcul cinématique des mécanismes planétaires cylindriques utilisés en tant que changeurs de vitesse**

En partant du schéma cinématique d'un changeur de vitesse planétaire cylindrique, on présente une méthode de calcul du nombre de dents des roues dentées pour réaliser les rapports de transmission imposés à chaque échelon de multiplication. Dans la projection cinématique de ces mécanismes planétaires cylindriques, on considère les conditions de co-axialité des roues centrales, ainsi que les conditions d'engrenage simultané de ces roues avec les satellites respectifs en vue d'un chargement uniforme des roues dentées.

On montre que, en fonction des valeurs des rapports de transmission, il faut adopter la solution cinématique du mécanisme planétaire avec des engrenages en série ou en parallèle.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 2 fig., 3 tabl., 8 réf.

DK : 621.436

Petrescu, N., Găleşanu, A., Papadopol, Gh., Ciobanu I. : **Die Untersuchung zur Verbesserung der Zuverlässigkeit des Motors D. 118**

Die Notwendigkeit dieser Untersuchung ergab sich infolge der Reklamationen über den wiederholten Kurbelwellenbruch beim Motor D. 118, mit dem die Schlepper U 800 ausgestattet sind. Die durchgeführten Versuche sollten dementsprechend ermitteln : den Einfluß der Oberflächengüte auf die Dauerhaftigkeit der Kurbelwellen ; welches Element des Motors als erstes während des Betriebs nachgibt. Zur Verbesserung der Zuverlässigkeit dieses Motors wird vorgeschalgen :

— die verwendung einer Kurbelwelle deren Verbindungshalbmesser durch Feinbearbeitung eine Rauheit von $R_z = 0{,}8$ µm aufweist ;

— die Ausrüstung mit Kurbelwellenlagerdeckeln mit versteifter Form aus hochwertigerem Werkstoff.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 9 Fig., 2 Tab., 4 Lit.

DK : 621.431

Goia, I., Ulea, M. : **Der Einfluß der Steifigkeit der Lagerdeckel auf die in den Kurbelwellenlagern der der Verbrennungsmotoren auftretenden Widerstände**

Der Beitrag setzt sich die Untersuchung des von der elastischen Abstützung der Motorkurbelwellen ausgeübten Einflusses zum Ziel, da in den Entwurfsberechnungen die Steifigkeit der Kurbelwellenlager des Motors nicht berücksichtigt wird. Das Problem der Bestimmung der in den Kurbelwellenlagern auftretenden Widerstände wird auf die Lösung eines unbestimmten statischen Systems begrenzt, wofür der Grad der Unbestimmtheit für eine Welle mit n+1 Kurbelwellenzapfen n ist. Bei der Untersuchung der in den steifen Lagern und denjenigen in den verformbaren Lagern auftretenden Widerstände, ist ein beachtlicher Einfluß der Verformung der Kurbelwellenlager auf die Werte und die Richtung der Widerstände festuzustellen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 2 Fig., 2 Lit.

DK : 621.436

Tofan, M., Ulea, V., Vlase, S. : **Einige Betrachtungen über den Wärmeaustausch zwischen dem Gas und der Wand in den Dieselmotoren mit dem HM-Verfahren**

Die Wärmeaustausch stellt eine den realen Verlauf des Arbeitskreislaufes bestimmende Komponente dar. Das Problem der Funktionalanalyse, zu dem die Art der Untersuchung des Verlaufs der augenblicklichen Kenngrößen p, T während des Arbeitsprozesses und die Abhängigkeit des Austauschgesetzes (Gas-Wand) von diesem Verlauf führen, kann für einen für die Beschreibung des im Motor stattfindenden realen Prozesses bestimmenden Aspekt Antwort geben.

In allen Darstellungen ist die Proportionalitätskonstante eine Drehzahlfunktion und nicht eine V-Kunktion. Nur in einer Darstellung des Arbeitsprozesses als bestimmender dynamischer Prozeß, kann die potentielle Funktion des Arbeitszyklus definiert werden und somit für die Untersuchung der optimalen Motoren Anwendung finden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 12 Fig., 14 Lit.

DK :

Oprea, V., Pomană, V., Iliescu, A., Lungu, I., Regman, C., Cuibuş, V. : **Eine Maschine zur dynamischen Auswuchtung der Kardanwellen in zwei und drei Ebenen**

Im Beitrag wird eine Maschine zur dynamischen Auswuchtung von Kardanwellen in zwei und drei Ebenen beschrieben. Hervorzuheben ist, daß in allen drei Ebenen die Messungen nur mit zwei Meßgerätesätzen vorgenommen werden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 3 Fig.

DK : 629.114.5

Stoicescu, A., Drăgan, V. : **Versuchsergebnisse hinsichtlich des Treibstoffverbrauchs bei den Omnibussen mit hydromechanischem Getriebe**

Im Beitrag werden die experimentellen Ergebnisse hinsichtlich des Treibstoffverbrauchs bei den Gelenkomnibussen mit hydromechanischem Getriebe während der Fahrt auf den gewöhnlichen Strecken des öffentlichen Verkehrs in der Stadt Bukarest präsentiert und analysiert. Unter Anwendung von statistischen Methoden wurden der Schwankungskoeffizient des Treibstoffverbrauchs, die Anzahl der erforderlichen Versuche, der Einfluß des durchschnittlichen Abstands zwischen den Haltestellen auf den Treibstoffverbrauch wie auch der Einfluß des Treibstoffzuführungssystems hervorgestrichen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 5, 4 Fig., 1 Tab., 6 Lit.

DK : 629.113/.114

Oprean, M., Stoenescu, Fl. : **Einige Möglichkeiten zur Verminderung des Luftwiderstands während der Entwurfsphase**

Im vorliegenden Beitrag sind die konstruktiven Veränderungen präsentiert, die bei den im Betrieb „Autobuzul" in Bukarest gebeuten Kleinlastern durchgeführt wurden. Die Ergebnisse der auf einem Modell im Maßstab 1 : 10 im aerodynamischen Tunnel durchgeführten Messungen bestätigen, daß eine Verminderung des Koeffizienten c_x um etwa 12% bereits in der Entwurfsphase möglich ist.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 6, 5 Fig., 1 Tab., 6 Lit.

DK : 621.585

Antonescu, P., Oprean, M. : **Die kinematische Berechnung der Planetenstirnradgetriebe, die als Wechselgetriebe verwendet werden**

Ausgehend vom kinematischen Schema eines Planetenstirnradgetriebes wird eine Methode zur Berechnung der Zahnanzahl der Zahnräder für die Erzielung der Übersetzungsverhältnisse, die von jeder Übersetzungsstufe gefordert werden, beschrieben. Bei dem kinetischen Entwurf dieser Planetenstirnradgetriebe werden die Bedingungen der koaxialen Lage der Zentralräder berücksichtigt wie auch diejenigen des simultanen Eingriffs dieser Räder auf die entsprechenden Planetenräder zur gleichmäder. Gezeigt wird, daß die kinematische Lösung des Planetenradgetriebes, mit in Reihe oder parallel angeordneten Zahnrädern, je nach den Werten der Übersetzungsverhältnisse gewählt werden muß.

Construcția de mașini, 35 (1983), Nr. 6, 2 Fig., 3 Tab., 8 Lit.

ДК : 621.431

Гоя, И., Улеа, М. : **Влияние жесткости крышек подшипников на реакции, возникающие в подшипниках коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания**

Целью работы является изучения эластичного поддерживания у коленчатых валов двигателей, так как в проектных расчетах жесткость подшипников коленчатых валов двигаталей не была учтена. Вопрос определения реакций в подшипниках коленчатых валов сводится к решению статически неопределенной системы со степенью неопределения n для одного вала cn + 1 шейками. Анализируя реакции, полученные в случае жестких и деформируемых подшипников, отмечается значительное влияние деформаций подшипников коленчатых валов на значения и направление реакций.

„Construcția de mașini", 35 (1983),
н. 6, 2 рис., 2 лит.

ДК : 621.436

Тофан, М., Улеа, В., Власе, С. : **Соображения по теплообмену газ-стена в дизельных двигателях способом НМ**

Теплообмен представляет собой определенную энергетическую составляющую реальной эволюции двигательного цикла. Вопрос функционального анализа, которым занимается исследование эволюций мгновенных параметров p, T при двигательном процессе, и зависимость закона обмена (газ-стена) от этих эволюций могут ответить окончательному аспекту описания реального процесса в двигателе. Во всех представлениях постоянство пропорциональности является функцией частоты вращения, а не от V. Только в одном представлении двигательного процесса как детерминистический динамический процесс можно определить потенциальную функцию двигательного цикла и использовать исследование оптимальных двигателей.

„Construcția de mașini", 35 (1983),
н. 6, 12 рис., 14 лит.

ДК : 621—755

Опреа, В., Поманэ, В., Илиеску, А., Лунгу, И., Регман, К., Куйбуш, В. : **Машина для динамического уравновешивания карданных валов в 2 и 3 планах**

В работе представляется машина для динамического уравновешивания карданных валов в 2 и 3 планах. Оптимальным является факт, что все отсчеты во всех трех планах осуществляются только двумя наборами измерительных инструментов.

„Construcția de mașini", 35 (1983),
н. 6, 3 рис.

ДК : 629.114.5

Стойческу, А., Дрэган, В. : **Опытные результаты о расходе топлива у автобусов с гидромеханической передачей в условиях городского движения**

В работе представлены и анализированы опытные результаты о расходе топлива у ряда автобусов с гидромеханической передачей в условиях передвижения в городе Бухарест, на обычных трассах транспорта общего пользования. Статистическими методами выявили коэффициент вариации расхода топлива, необходимое число испытаний, влияние среднего расстояния между остановками на расход топлива, а также влияние системы питания двигателя на расход топлива.

„Construcția de mașini", 35 (1983),
н. 6, 4 рис., 1 табл., 6 лит.

ДК : 629.113/114

Опреан, М., Стоенеску, Фл. : **Ряд возможностей понижения сопротивления воздуха в фазе проектирования**

В этой работе представлены конструктивные изменения автофургона, выпускаемого предприятием „Аутобузул" — Бухарест, ведущие к чувствительному снижению сопротивления воздуха. Результаты измерений в аэродинамическом туннеле на макете шкалой 1/10 подтверждают тот факт, что снижение коэфициента c_x на около 12%, уже в фазе проектирования — возможно.

„Construcția de mașini", 35 (1983),
н. 5, 6 рис. 1 табл., 6 лит.

ДК : 621.585

Антонеску, П., Опреан, М. : **Кинематический расчёт цилиндрических планетарных механизмов, используемых как переводники**

Исходя от кинематической схемы цилиндрического, планетарного переводника представляется метод расчета числа зубов зубчатых колес для реализации соотношений передачи, требуемых каждой ступенью умножения. В кинематическом проектировании этих цилиндрических планетарных механизмов, учитывают условия соотности центральных колес, а также внезапного зацепления этих колес с соответствующими спутниками, в целях однородного загружения зубчатых колес. Представляется тот факт, что в зависимости от значения соотношений передачи надо принимать кинематическое решение планетарных механизмов со серийными или параллельными зацеплениями.

„Construcția de mașini", 35 (1983),
н. 6, 2 рис., 3 табл., 8 лит.

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poștal la ICTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, sector 4, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploiești" str. Transilvaniei, nr. 29.

Realizări și perspective în construcția de tractoare

Dr. ing. Nicolae **PETRESCU** — director, C.C.S.I.T.T. — Brașov

De peste 15 ani, Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Tractoare rezolvă cu succes problemele și sarcinile legate de dezvoltarea construcției de tractoare.

S-a pornit, în 1966, de la rigla de calcul și încercarea tractoarelor în exploatare, pentru a se ajunge — în prezent — la calculatoare de buzunar, design, încercări simulative în laborator și — chiar — simulări ale sistemelor dinamice pe calculatoare de mare capacitate.

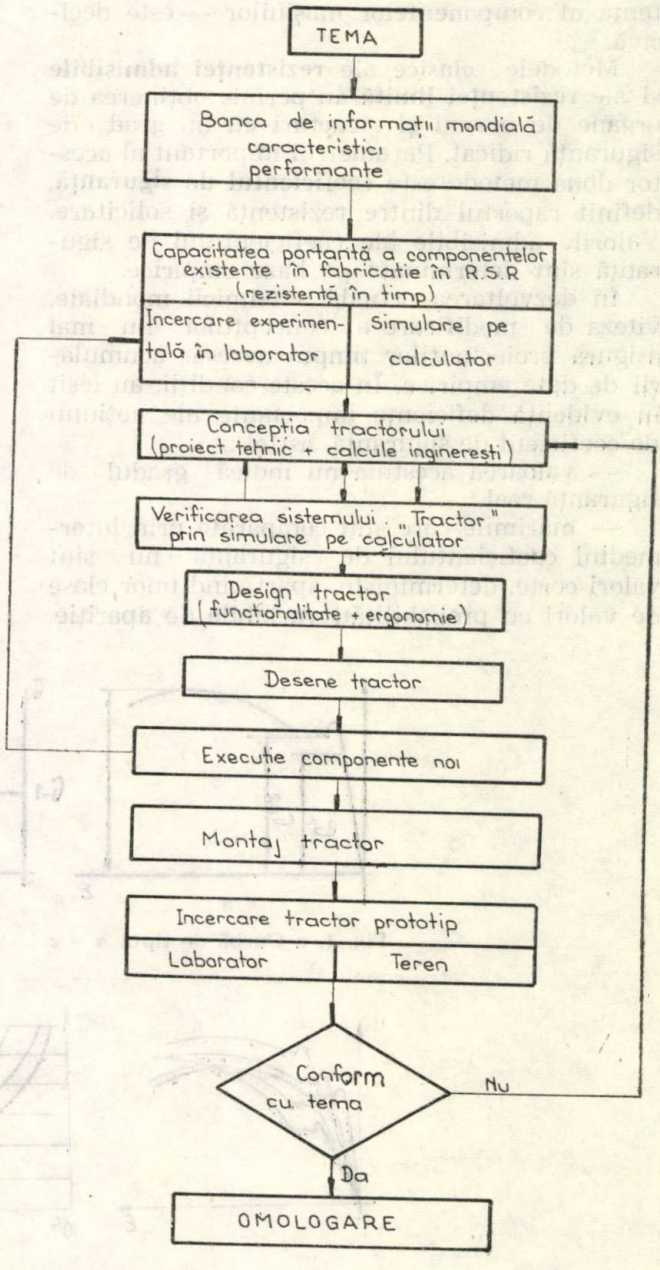
Dispunem — azi — de cadre cu înaltă specializare, care — împreună cu specialiști de la catedrele de mecanică, rezistența materialelor și organe de mașini ale Universității din Brașov — alcătuiesc un colectiv puternic și sudat, în spiritul relației de integrare a învățământului cu cercetarea și producția, principiu inestimabil desprins din tezaurul gîndirii economice și social-politice a tovarășului Nicolae Ceaușescu.

Acum, la ora bilanțului, se cuvine să subliniem că tot ceea ce am realizat este rodul acestei fructuoase colaborări. Dar, cel mai de seamă cîștig este formarea și consolidarea unei gîndiri moderne asupra problemelor cu care ne confruntăm, altfel spus — afirmarea propriei noastre concepții tehnice, fapt care ilustrează — pregnant — amplul proces de valorificare superioară a inteligenței tehnice românești.

Figura 1 prezintă modul în care se rezolvă — în prezent — dezvoltarea unui tractor. După cum se observă, prin faptul că programele de încercare simulativă se rulează pe calculator de mai multe ori, într-un timp scurt, se reduce la minimum riscul pe prototip și se micșorează substanțial timpul de dezvoltare al produselor.

Revista „Construcția de mașini" publică, în acest număr, o selecție de lucrări care reprezintă — în fapt — materializarea sistemului descris anterior.

Mulțumind, și pe această cale, colegilor noștri de la Universitatea din Brașov, colectivul de specialiști de la C.C.S.I.T.T. Brașov, ca structură deschisă, invită pe toți cei ce doresc — și în special tineretul, sursa și beneficiarul noului — să colaboreze pentru punerea în practică și optimizarea acestui sistem.



CZ : 519.2:621-2

Dezvoltarea metodelor de calcul probabilist al organelor de mașini

Prof. dr. ing. Ioan **DRAGHICI**, șef lucr. ing. Costel **BEJAN** — Universitatea din Brașov

Una din multiplele probleme pe care trebuie să le rezolve proiectarea — calculul de rezistență al componentelor mașinilor — este decisivă.

Metodele clasice ale **rezistenței admisibile** și ale **rezistenței limită** au permis obținerea de organe de mașini și structuri cu un grad de siguranță ridicat. Parametrul important al acestor două metode este **coeficientul de siguranță**, definit raportul dintre rezistență și solicitare. Valorile admisibile ale coeficientului de siguranță sînt determinate pe baze empirice.

În dezvoltarea actuală a tehnicii mondiale, viteza de modificare a concepțiilor nu mai asigură proiectanților timpul necesar acumulării de date empirice. În aceste condiții, au ieșit în evidență deficiențe importante ale noțiunii de coeficient de siguranță, astfel :

— valoarea acestuia nu indică gradul de siguranță real ;

— mărimile care sînt comparate prin intermediul coeficientului de siguranță nu sînt valori certe, deterministe, aparținînd unor clase de valori cu probabilități variabile de apariție.

Caracteristici probabiliste ale materialelor

Încercările la rupere statică și la rupere prin oboseală evidențiază nu o singură curbă de tipul $\sigma - \varepsilon$ (fig. 1, a), sau $\sigma - N$ (fig. 1, b) ci o clasă întreagă de curbe (fig. 2, a și b).

Mecanica ruperii materialelor demonstrează că variabilitatea rezultatelor nu se datorează impreciziei experimentului, fiind o manifestare obiectivă a fenomenelor care conduc la rupere. Standardele reliefează, în ultima vreme, această situație (tabelul 1), [1], dînd limitelor inferioară și superioară ale limitelor de curgere și rupere — determinate experimental — și nu valori medii ale acestora.

În proiectare, trebuie preliminată **funcția de repartiție** a rezultatelor între cele două limite obținute. Se utilizează ca funcții de repartiție funcția normală **(Gauss)** [2], iar uneori funcția **Weibull** [3].

Din punct de vedere statistic, cea mai bună caracterizare a reparițiiei rezultatelor se obține prin funcția densității de repartiție (sau de probabilitate) a rezistențelor la rupere. Densitatea de repartiție f reprezintă generalizarea noțiunii de frecvență f_r, în cazul în care numărul de încercări tinde la infinit (tab. 2 și fig. 3).

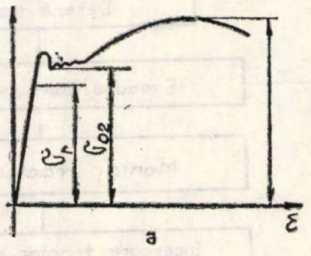


Fig. 1, a Curbă de tipul $\sigma - \varepsilon$

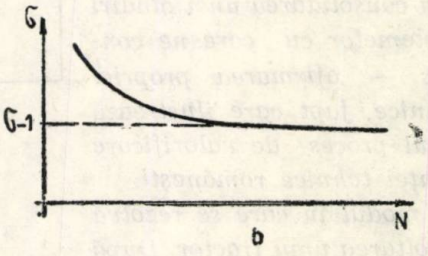


Fig. 1, b Curbă de tipul $\sigma - N$;

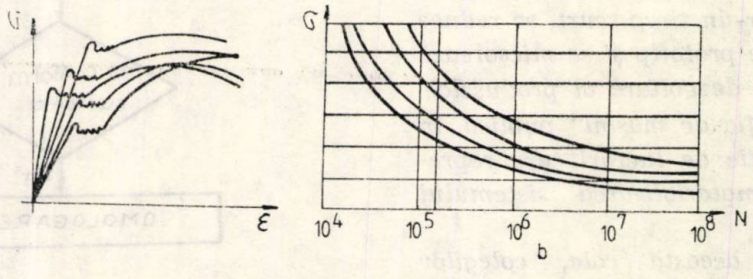


Fig. 2, a Clasă întreagă de curbe de tipul $\sigma - \varepsilon$
Fig. 2, b Clasă întreagă de curbe de tipul $\sigma - N$.

Tendința actuală — în proiectare — constă în înlocuirea calculului de rezistență clasic — bazat pe concepții deterministe — printr-un calcul de rezistență modern, probabilist.

Limitele inferioare și superioare ale limitelor de curgere și rupere, determinate experimental

Tabelul 1

Marca (TGL)	Corespunde STAS 500-80			Marca (TGL)	Caracteristici mecanice		Corespunde STAS 880-80			Marca (TGL)	Caracteristici mecanice		Corespunde STAS 791-80		
	Marca	Caracteristici mecanice					Marca	Caracteristici mecanice					Marca	Caracteristici mecanice	
		σ_{02}	σ_r		σ_{02}	σ_r		σ_{02}	σ_r		σ_{02}	σ_r		σ_0	σ_r
St 34	OL 34	18-20	34-42	C 10	25-30	42-55	OLC 10	25	42	15 Cr 3	40-60	60-85	15 CO 8	49	69
St 38	OL 37	21-24	37-45	C 15	30-36	50-70	OLC 15	30	50	40 Cr 4 Imb	55-80	80-110	40 C 10	78,5	98
St 42	OL 42	23-26	42-50	C 25	N_{25-28}	42-55	OLC 25	28	46	16 Mn Cr 5 Cem	60-80	80-120	18 MC 10	73,5	88
					I_{31-38}	50-65		31	50						
St 50	OL 50	27-29	50-62	C 35	N_{28-33}	50-62	OLC 35	32	54	34 Cr Mo Imb	55-80	80-110	$33M_0C11$	69	88
					I_{33-45}	55-80		36	58						
St 60	OL 60	30-32	60-72	C 45	N_{31-39}	60-72	OLC 45	36	62	42 Cr Mo 4 Imb	65-90	80-120	$41M_0C11$	73,5	93
					I_{35-50}	60-85		40	66						
St 70	OL 70	34-46	min 70	C 60	N_{39-46}	70-85	OLC 60	41	71	15 Cr Ni 6 Cem	65-80	90-130	15 Cr 15	83,5	98
					I_{41-60}	70-100		46	75						

Centralizarea rezultatelor obținute pe o populație de sondaj n = 100

Tabelul 2

Efort unitar, [daN/mm²]	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
Bucăți rupte	1	1	4	10	30	35	12	4	1	2
Procentaj (frecvență)	0,01	0,01	0,04	0,10	0,30	0,35	0,12	0,04	0,01	0,02
Procentaj cumulat (frecvență cumulat)	0,01	0,02	0,06	0,16	0,46	0,81	0,93	0,97	0,98	1,00

Mărimile importante ale repartiției normale **(media și abatarea medie pătratică)** sînt aproximate ca semisuma limitelor inferioară și superioară, respectiv a șasea parte din diferența limitelor superioară și inferioară (fig. 4).

Dacă se cunoaște media se poate determina abaterea medie pătratică prin intermediul **coeficientului de variație *).**

Pentru aceasta, se indică — în general — următoarele valori [4] :

— rezistența la rupere fragilă, la oțeluri : 5 . . . 8% (Davidenco) ;

— fonte : 6 . . . 9% (Yocobori) :

— sticlă : 20 . . . 30% (Hirato și Teraco) ;

— rezistența la rupere ductilă a oțelurilor : 3 . . . 5% (majoritatea cercetătorilor).

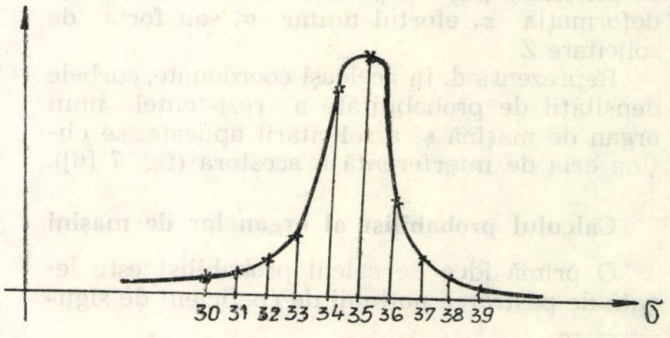


Fig. 3 Densitatea de repartiție a rezistențelor la rupere.

*) $c_v = \frac{d_s}{\sigma_m}$, d_s fiind abaterea medie pătratică și σ_m — media.

Au apărut caracteristici de oboseală date prin curbe de echiprobabilitate și metode de trasare a curbelor de echiprobabilitate, cunos-

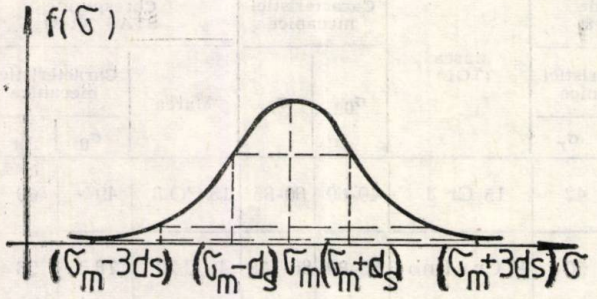


Fig. 4 Reprezentarea mărimilor importante ale repartiției normale.

cînd un număr de puncte determinate experimental, nu numai pentru epruvete, ci chiar pentru organe de mașini [3, 4, 5].

Datorită numărului mare de coeficienți care transformă rezistența epruvetei în rezistența organului de mașină analizat, trebuie evaluate valorile probabile ale acestora.

Dacă valoarea din diagrame (de unde se extrag, de obicei, coeficienții) este considerată medie, atunci limitele sînt determinate ca $\pm 0{,}25$ în jurul valorii medii [1].

Conform modalității de evaluare a abaterii medii pătratice pentru ecoeficenți, aceasta va reprezenta 0,083 din valoarea citită pe diagramă.

Caracteristicile probabiliste ale solicitării

Regimul de solicitare este în general o combinație de **sarcini deterministe** (greutate proprie, solicitări cu caracter static sau sinusoidal etc.) și de **sarcini aleatoare** (influența perturbatoare a mediului : vibrații, neregularități ale parcursului, accidente de manevrare, regim staționar de funcționare, condiții climatice, condiții de tip catastrofic etc.).

Înregistrarea tensometrică a regimului de solicitare pune în evidență o variație aleatoare a sarcinii în timp (fig. 5, a) [4].

Clasarea solicitării la diverse nivele ale acesteia (fig. 5, b—a) permite obținerea spectrului de solicitare (fig. 6), pe abscisă fiind înscrise deformația ε, efortul unitar σ, sau forța de solicitare Z.

Reprezentînd, în aceleași coordonate, curbele densității de probabilitate a rezistenței unui organ de mașină și a solicitării aplicate, se obține aria de interferență a acestora (fig. 7 [6]).

Calculul probabilist al organelor de mașini

O primă idee de calcul probabilist este legată de păstrarea noțiunii de coeficient de siguranță, acesta fiind însă restructurat în sens probabilist [7] :

— **coeficientul de siguranță mediu** c_m, definit ca raportul dintre valorile medii ale funcțiilor de repartiție ale rezistenței și solicitării :

$$c_m = \frac{R_{0,5}}{S_{0,5}} \qquad (1)$$

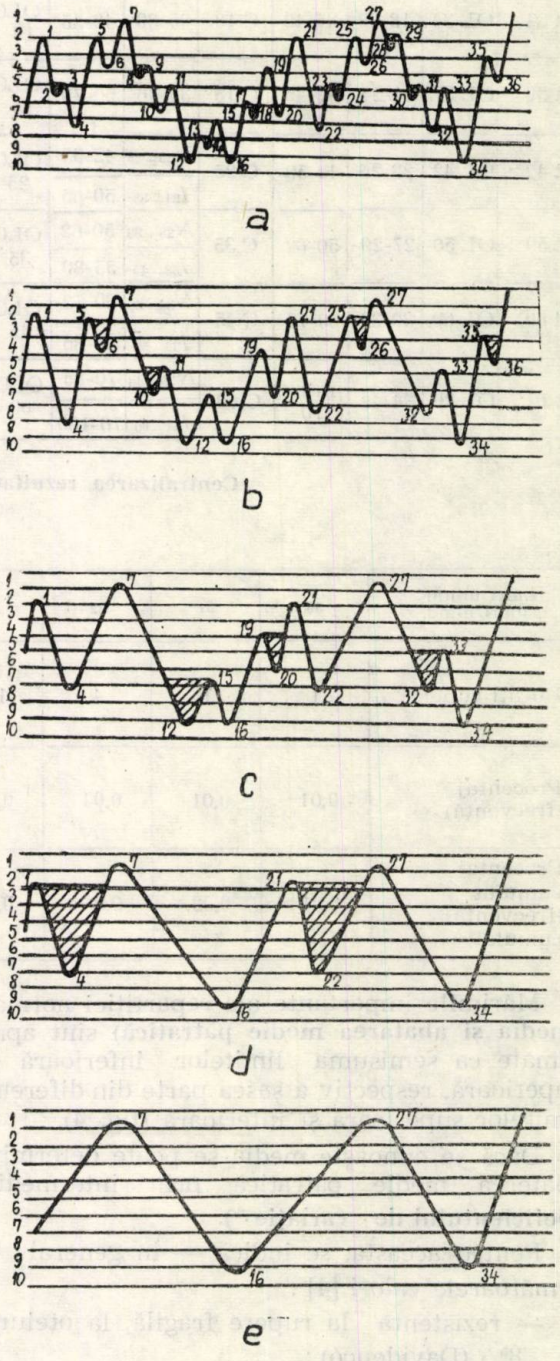


Fig. 5 Clasarea solicitărilor la diverse nivele ale acesteia.

— **coeficientul de siguranță caracteristic** c_k — raportul dintre cuantila inferioară de 5%

$C_v = \frac{d_s}{\sigma_m}$, d_s fiind abaterea medie pătratică și σ_m — media.

a funcției de repartiție a rezistenței și cuantila superioară 5% a funcței de repartiție a solicitării :

$$c_k = \frac{R_{0,5}}{S_{0,95}} \qquad (2)$$

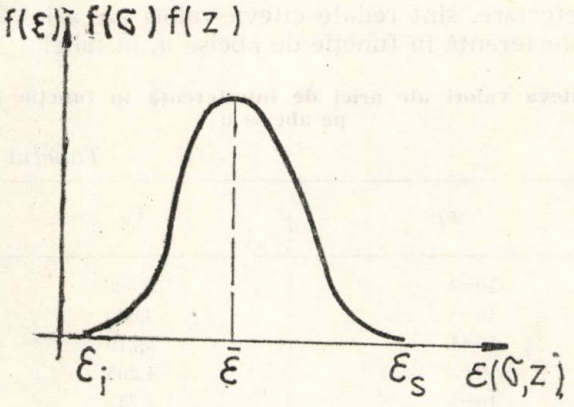


Fig. 6 Reprezentarea spectrului de solicitare.

— **coeficientul de siguranță de suprasolicitare** (sau suprasiguranță) — raportul dintre cuantila inferioară de 5‰ a rezistenței și cuantila de 5% a solicitării :

$$c_s = \frac{R_{0,005}}{S_{0,95}} \qquad (3)$$

Acești coeficienți sînt utilizați în proiectarea organelor de mașini, în funcție de importanța acestora. Cînd siguranța cerută unei componente este mare se vor folosi în calcule c_k sau c_s.

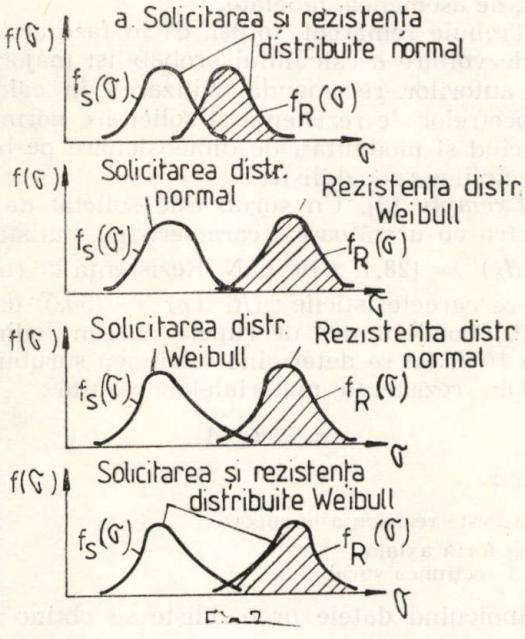


Fig. 7 Curbele densității de probabilitate a rezistenței unui organ de mașină și a solicitării acestuia.

Valorile coeficienților de siguranță probabiliști depind de caracteristicile spectrului de solicitare și a celui de rezistență.

În figura 8, a este redată nomograma pentru calculul coeficientului de siguranță mediu, în ipoteza unei solicitări probabiliste și a unei rezistențe deterministe, iar în figura 8, b —

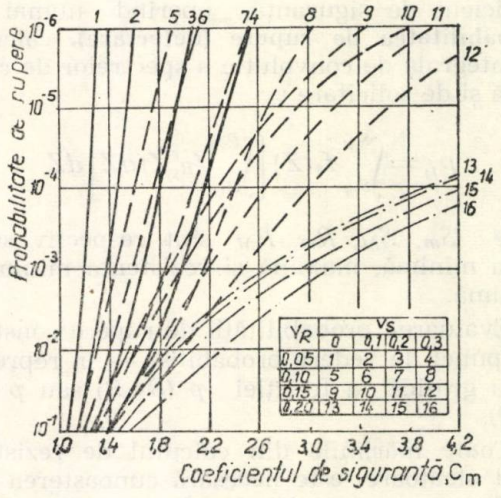


Fig. 8, a Nomograma pentru calculul coeficientului de siguranță mediu în ipoteza unei solicitări probabilistice și a unei rezistențe deterministe.

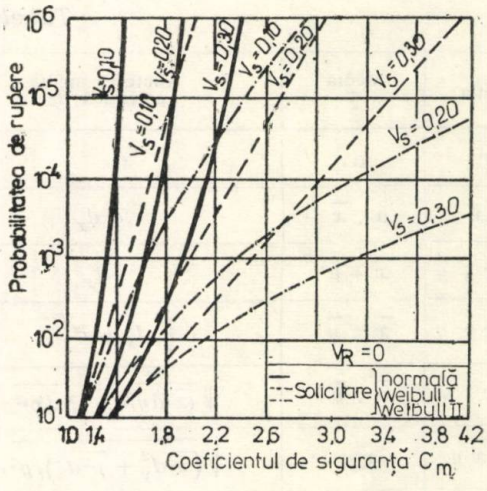


Fig. 8, b Nomograma pentru calculul coeficientului de siguranță mediu, cînd solicitarea și rezistența au o funcție de repartiție normală.

nomograma pentru calculul coeficientului de siguranță mediu, cînd solicitarea și rezistența au o funcție de repartiție normală [8].

Mărimea coeficientului de siguranță este determinată în funcție de **probabilitatea de rupere** admisă, care la rîndul ei este în funcție de fiabilitatea impusă componentelor. Valori admisibile pentru fiabilitatea componentelor, în funcție de destinația acestora, se găsesc în [9, 10].

Nomograme pentru calculul tuturor tipurilor de coeficienți de siguranță, în situațiile curente de spectre de solicitare și de rezistență, sînt date în [7, 8].

Există și relații de calcul pentru coeficientul de siguranță probabilist, precum și nomograme construite pe baza acestor relații [11].

Unii autori renunță complet la noțiunea de coeficient de siguranță, operînd numai cu **probabilitatea de rupere (defectare),** calculată ca integrală de convoluție a spectrelor de rezistență și de solicitare :

$$p_D = \int_{S_m}^{S_M} f_s(Z) \left[\int_{R_m}^{R_M} f_R(Z)\, dZ \right] dZ, \qquad (4)$$

unde : S_m, S_M, R_m, R_M sînt, respectiv, solicitarea minimă, maximă și rezistența minimă și maximă.

Evaluarea probabilității de rupere constă — din punct de vedere probabilist — în reprezentarea grafică a funcției $p\ (S \geqslant R)$ sau $p\ (S - R \geqslant 0)$.

Toate mărimile din calculul de rezistență fiind aleatoare, este necesară cunoașterea operațiilor cu acestea, diferite de operațiile cu numere deterministe. Pentru distribuțiile normale

Operații cu variabile aleatoare

Tabelul 3

Funcția	Media $\bar{z}$	Abaterea medie pătratică dz
$z = a$	a	0
$z = ax$	$a \cdot \bar{x}$	$a\, d_x$
$z = x + y$	$\bar{x} + a$	d_x
$z = x \pm y$	$\bar{x} \pm \bar{y}$	$\sqrt{d_x^2 + d_y^2}$
$z = x \cdot y$	$\bar{x} \cdot \bar{y}$	$\sqrt{(\bar{x}^2 dy)^2 + (\bar{y} dx)^2}$
$z = x/y$	$\bar{x}/\bar{y}$	$\sqrt{\left(\bar{x}^2 d_y^2 + \bar{y}^2 d_x^2\right)/\bar{y}^2}$
$z = x^2$	$\bar{x}^2 + dx^2$	$\sqrt{4\bar{x}^2 d_x^2 + 2d_x^4}$
$z = 1/x$	$1/\bar{x}$	$dx/\bar{x}^2$

ale spectrelor de solicitare și de rezistență, în tabelul 3 sînt prezentate operațiile cu variabile aleatoare.

Pentru acest tip de spectre, limita u la care $S > R$, este dată de relația :

$$u = -\frac{\bar{R} - \bar{S}}{\sqrt{d_R^2 + d_S^2}} \qquad (5)$$

în care : R, S sînt rezistența respectiv solicitarea medie.

Mărimile ariilor corespunzătoare diverselor abscise u sînt tabelate în funcție de acestea și se găsesc în orice tratat de statistică matematică [12].

Pentru valori mici ale probabilității de defectare, sînt redate cîteva valori ale ariei de interferență în funcție de abcisa u, în tabelul 4.

Cîteva valori ale ariei de interferență în funcție de abcisa u

Tabelul 4

p_D	U_0
10^{-2}	2,326
10^{-3}	3,090
10^{-4}	3,719
10^{-5}	4,265
10^{-6}	4,753
10^{-7}	5,199
10^{-8}	5,610
10^{-9}	5,997
10^{-10}	6,361
10^{-11}	6,700

Alți autori consideră că repartiția rezistențelor este de tip Weibull, iar a solicitărilor de tip normal. După Lipson și Sheth [3], abaterea medie pătratică a solicitării este 0,05 din solicitarea medie, iar rezistențele sînt distribuite Weibull cu un parametru de formă $2 < \beta < 3$. În acest caz, probabilitatea de rupere este calculată prin integrarea numerică a relației (4) rezultînd arii de interferență ale căror valori sînt, de asemenea, tabelate.

Trebuie remarcat, totuși, că în faza actuală de dezvoltare a calculului probabilist majoritatea autorilor recomandă utilizarea în calcule a spectrelor de rezistență și solicitare normale, indicînd și modalități de dimensionare pe baza principiilor probabiliste.

Exemplu [2]. Un șurub este solictat de un spectru cu următoarele caracteristici statistice : $(\bar{S},\ d_S) = (28{,}4) \times 10^5$ daN. Rezistența la rupere are caracteristicile : $(\bar{R},\ d_R) = (50{,}5)$ daN/mm^2. Probabilitatea de rupere maxim admisă este 10^{-5}. Să se determine secțiunea șurubului.

Din rezistența materialelor rezultă :

$$\sigma_r = Q/A, \qquad (6)$$

unde :

σ_r este rezistența la rupere ;
Q forța axială ;
A secțiunea șurubului.

Înlocuind datele probabiliste se obține :

$$(\bar{\sigma}_r, d_{\sigma r}) = \frac{(28{,}4) \times 10^5}{(\bar{A}, d_A)} \qquad (7)$$

Admițînd pentru d_A valoarea curentă $0{,}05\ \bar{A}$, rezultă :

$$(50{,}5) = \frac{(28{,}4) \times 10^5}{(\bar{A}\ ;\ 0{,}05\bar{A})} \qquad (8)$$

În membrul drept este un cît de variabile aleatoare. Aplicînd relația corespunzătoare din tabelul 3, se obține :

$$(23/\bar{A}, \sqrt{[(23 \cdot 0{,}05\bar{A})^2 + (4\bar{A})^2]}/\bar{A}^4 = 4{,}23/A \qquad (9)$$

Probabilitatea $p_D = 10^{-5}$, corespunde la $u = 4{,}265$ (tabelul 4) ; rezultă :

$$4{,}265 = \frac{50 - 23/\bar{A}}{5^2 + (4{,}23/\bar{A})^2} \qquad (10)$$

din care se obțin caracteristicile statistice ale secțiunii :

$$\bar{A} = 1.212\ \text{cm}^2\ ;\ d_A = 0{,}060\ \text{cm}^2$$

Cunoscîndu-se $\bar{A}$ și d_A se pot calcula diametrul la fundul filetului și toleranțele de execuție.

Concluzii

Lucrarea — fiind efectul unor preocupări sistematice ale colectivului Universității brașovene — reprezintă în sine o sinteză a modelelor de calcul probabilist prezentînd evoluția acestora de la utilizarea conceptului de coeficient de siguranță în sens probabilist pînă la dimensionarea organelor de mașini pentru obținerea unei probabilități de rupere admise.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh., Blumenfeld, M* : Calculul de rezistență al pieselor de mașini. București, Editura tehnică. 1979.

[2] *Haugen, E., Wirsching, P.* : Probabilistic design. A realistic look at risk and reliability în engineering. In : Machine Design, nr 9, 11, 12, 13 și 14, 1975.

[3] *Lipson, Ch., Sheth, N.* : Prediction of per cent failures from Stress/Strength interferece. SAE Transactions, Vol. 77, secț. 1, 1968.

[4] *Cioclov, D.* : Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile, Timișoara, Editura Facla, 1975.

[5] *Wiegand, H., Strigens, P* : Die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen mit Feingewinden bei wechselnder Beanspruchung. In : Industrie — Anzeiger, oct. 1970.

[6] *x x x* : Obșcie voprosî uskorennih ispîtanii po oțenke nadejnosti i dolgovecinosti traktornîh dvigatelei. Moskova, NATI, 1970.

[7] *Borges, F., I., Castanhetá, M.* : Siguranța structurilor (traducere din lb. engleză). București, Editura tehnică, 1974.

[8] *Drăghici, I. ș. a.* : Îndrumar de proiectare în construcția de mașini. Vol. 1 București, Editura tehnică, 1981.

[9] *Drujinin, G., V.* : Siguranța în funcționare a sistemelor (traducere din lb. rusă). București. Editura tehnică, 1968.

[10] *Oprean, A. ș. a.* : Fiabilitatea mașinilor-unelte. București, Editura tehnică, 1979.

[11] *Aramă, C.* : Terotehnica. București, Editura tehnică, 1976.

[12] *Yule, G. U., Kendall, M.* : Introducere în teoria statisticii (traducere din lb. engleză), București, Editura Științifică, 1969.

CZ : 624.13.002.5

Calculul static și dinamic al cadrului purtător al unui săpător de canale prin metoda elementului finit

Ing. Mihail **GROVU**, ing. Ioan **STANCIU**, ing. Alexandru **VĂTĂȘAN** — C.C.S.I.T.T. Brașov

Săpătorul de canale cu rotor cu cupe și șnecuri este un utilaj complex, șenilat, destinat săpării canalelor de irigații mari de următoarele dimensiuni : adîncime maximă 2,2 m, lățimea canalului la fund 1,5 m, lățimea canalului la suprafață 10,3 m.

Cadrul purtător al rotorului cu cupe este o construcție rigidă, fixată pe șasiu. S-a adoptat o soluție constructivă care să permită realizarea funcțiunilor implicate de susținerea și deplasarea pe verticală a rotorului cu cupe, funcție de adîncimea de săpare a canalului.

În lucrarea de față ne-am propus să analizăm următoarele aspecte legate de verificarea prin calcul a variantei adoptate pentru cadru :

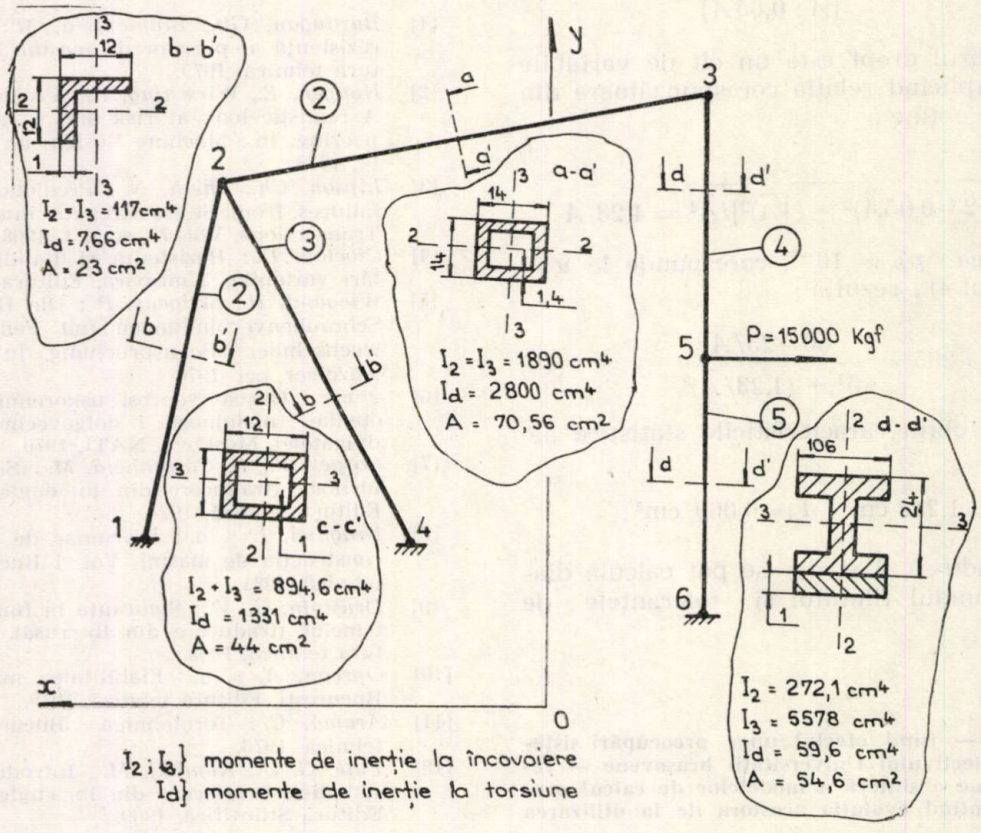
1 — determinarea solicitărilor statice dezvoltate în elementele cadrului pentru diverse poziții de lucru ale rotorului ;

2 — influența asupra evoluției solicitărilor statice în elementele cadrului a două soluții constructive pentru aceeași poziție de lucru a rotorului ;

3 — răspunsul dinamic al cadrului, considerînd o anumită lege de variație a forțelor exterioare.

Datorită simetriei construcției cadrului, s-a adoptat drept model de calcul — prin metoda elementului finit — o structură plană alcătuită din cinci bare, delimitate de șase noduri raportate la sistemul global de referință *Oxyz*, fie-

care nod avînd șase grade de libertate (trei deplasări x, y, z și trei rotori *xx*, *yy*, *zz* corespunzătoare celor trei direcții *Ox*, *Oy*, *Oz* ale o parte din gradele de libertate ale nodurilor. În afară de sistemul global de referință, fiecărui element *IJ* (*I* și *J* reprezentînd nodurile care



$I_2 ; I_3$} momente de inerție la încovoiere
I_d} momente de inerție la torsiune

	Coordonate			Grade de libertate						Constante material
Nod	x	y	z	x	y	z	xx	yy	zz	
1	353	52,5	0	x	x	x	x	x	x	$E = 2,1 \cdot 10^6 Kgf/cm^2$
2	269,7	281,2	0			x	x	x		$\nu = 0,3$
3	- 10	318	0			x	x	x		$\rho = 7,95 \cdot 10^6 Kgfs^2/cm$
4	186,5	52,5	0	x	x	x	x	x	x	$\gamma = 7,8 \cdot 10^{-3} Kgf/cm^3$
5	- 10	80 160 280	0			x	x	x		
6	- 10	50	0	x	x	x	x	x	x	

x} grad de libertate anulat

Fig. 1 Modelul echivalent al cadrului (proprictățile geometrice ale secțiunilor prin bare, coordonatele nodurilor și constantele de material).

sistemului global de referință). Solicitarea exterioară se aplică în nodul cinci după direcția *Ox* și reprezintă forța maximă, la limita de aderență, pe care o poate dezvolta utilajul. Corespunzător ipotezelor adoptate, s-au anulat

definesc elementul) i se atașează un sistem local de referință I_{123}, I_1 avînd totdeauna direcția *IJ*.

Modelul complet de calcul, împreună cu toate proprietățile geometrice ale secțiunilor

Tabelul 1

Nod	Depl.	2 - articulat			2 - 3 încastrat
		$y_5 = 80$	$y_5 = 160$	$y_5 = 280$	$y_5 = 160$
2	x	$-0{,}43 \cdot 10^{-2}$	$-0{,}53 \cdot 10^{-1}$	$-0{,}189$	$-0{,}59 \cdot 10^{-1}$
	y	$0{,}59 \cdot 10^{-3}$	$0{,}68 \cdot 10^{-2}$	$0{,}24 \cdot 10^{-1}$	$0{,}71 \cdot 10^{-2}$
	zz	$0{,}27 \cdot 10^{-4}$	$0{,}32 \cdot 10^{-3}$	$0{,}11 \cdot 10^{-2}$	$0{,}647 \cdot 10^{-3}$
3	x	$-0{,}52 \cdot 10^{-2}$	$-0{,}6 \cdot 10^{-1}$	$-0{,}215$	$-0{,}675 \cdot 10^{-1}$
	y	$-0{,}85 \cdot 10^{-4}$	$-0{,}98 \cdot 10^{-3}$	$-0{,}35 \cdot 10^{-2}$	$-0{,}41 \cdot 10^{-3}$
	zz	$-0{,}27 \cdot 10^{-3}$	$-0{,}2 \cdot 10^{-2}$	$-0{,}12 \cdot 10^{-2}$	$-0{,}158 \cdot 10^{-2}$
5	x	$-0{,}19 \cdot 10^{-1}$	$-0{,}216$	$-0{,}263$	$-0{,}206$
	y	$-0{,}9 \cdot 10^{-5}$	$-0{,}4 \cdot 10^{-3}$	$-0{,}302 \cdot 10^{-2}$	$-0{,}168 \cdot 10^{-3}$
	zz	$0{,}39 \cdot 10^{-3}$	$0{,}135 \cdot 10^{-2}$	$-0{,}539 \cdot 10^{-3}$	$0{,}126 \cdot 10^{-2}$

Tabelul 2

Elem.	Solic.	$\frac{I}{J}$	2 - 2 articulat			2-3 încastrat
			$y_5 = 80$	$y_5 = 160$	$y_5 = 280$	$y_5 = 160$
1	R1	I	— 422	— 4860	17420	—5387
		J	422	4860	17420	5387
1—2	R2	I	≈ 0	—1,79	—6,4	5,12
		J	≈ 0	1,79	6,4	—5,12
	M3	I	—46,7	—537,8	—1928	—2,9
		J	8,7	100,5	360,2	1278
2	R1	I	—279,8	—3223	—11550	—3576
		J	279,8	3223	11550	3576
2—3	R2	I	≈ 0	≈ 0	≈ 0	—293,4
		J	≈ 0	≈ 0	≈ 0	293,4
	M3	I	0	0	0	—10080
		J	0	0	0	—72680
3	R1	I	383,7	4419	11550	5190
		J	—383,7	—4419	—15840	—5190
2—4	R2	I	— 1,8	—20,8	—74,8	31,3
		J	1,8	20,8	74,8	—31,3
	M3	I	— 8,7	—100,5	—360,2	8806
		J	—432,6	—4982	—17860	—1186
4	R1	I	36,5	420,4	1507	175,6
		J	— 36,5	—420,4	—1507	—175,6
3—5	R2	I	277,5	3195	11450	3584
		J	—277,5	—3195	—11450	—3584
	M3	I	≈ 0	≈ 0	$\simeq 0$	72680
		J	66030	504800	435300	493600
5	R1	I	36,5	420,4	1507	175,6
		J	— 36,5	—420,4	—1507	—175,6
5—6	R2	I	—14720	—11800	—3546	—11420
		J	14720	11800	3546	11420
	M3	I	—66030	—504800	—435300	—493600
		J	—375600	—793700	—380300	—762200

barelor, este prezentat în figura 1. Elementul 2 este articulat în nodurile 2 și 3, iar pentru coordonata y a nodului 5 s-au adoptat trei valori, simulînd trei poziții ale rotorului cu cupe.

Analiza statică a solicitărilor implică rezolvarea ecuației de echilibru :

$$[K]\{u\} = \{R\} \tag{1}$$

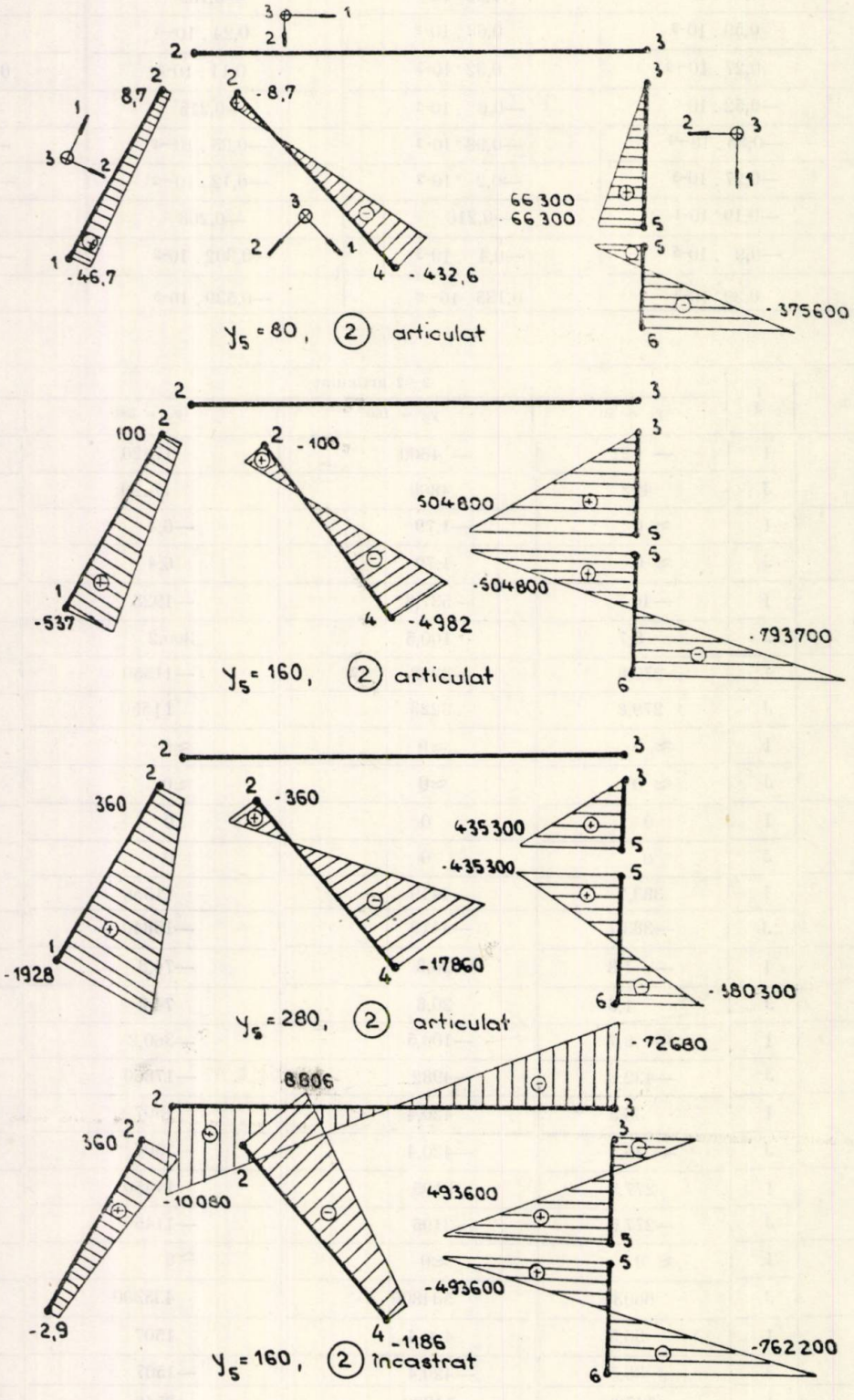


Fig. 2 Diagramele momentelor încovoietoare în barele modelului de calcul, în cele două variante constructive și pentru trei poziții de lucru ale rotorului.

în care :

[K] — este matricea de rigiditate a structurii ;
[u] — vectorul deplasărilor generalizate ;
[R] — vectorul solicitărilor exterioare.

(forța axială R_1, forța tăietoare R_2 și momentul de încovoiere M_3) raportate la sistemele locale ale elementelor, rezultate din rezolvarea ecuației (1), în cele trei ipoteze ale poziției rotorului și pentru cele două soluții constructive

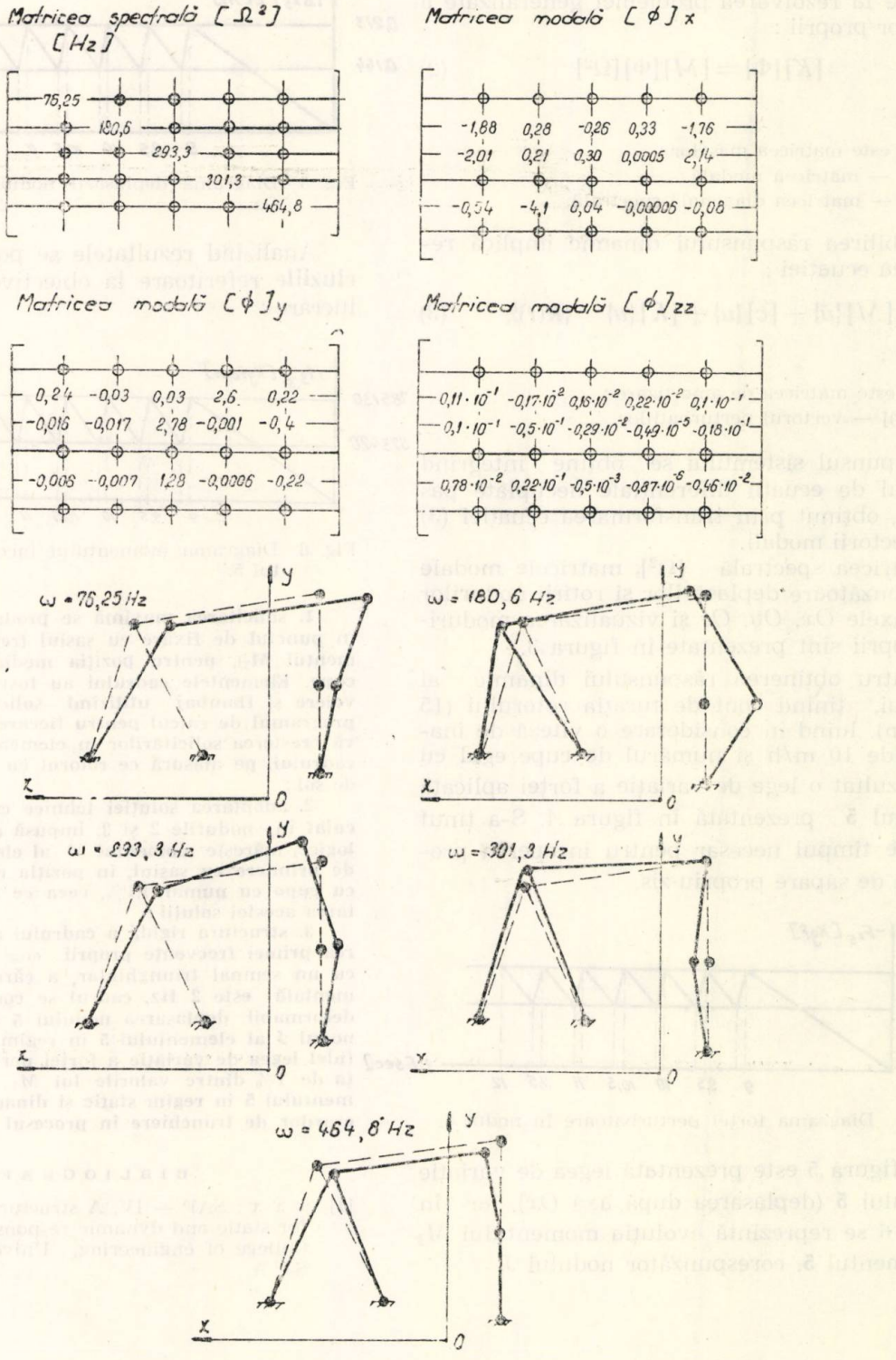


Fig. 3 Analiza modală a modelului de calcul al cadrului.

Deplasările nodale și rotirile după cele trei axe și solicitările în bare la cele două capete (bara 2—3 articulată sau rigidă în nodurile 2 și 3) sînt date în tabelele 1 și 2.

În figura 2 se prezintă diagramele momentelor M_3 pentru elementele structurii în cazurile amintite mai sus.

Analiza dinamică a unui sistem structural implică suprapunerea modurilor proprii, pornind de la rezolvarea problemei generalizate a valorilor proprii :

$$[K][\Phi] = [M][\Phi][\Omega^2] \qquad (2)$$

în care :

[**M**] este matricea maselor ;
[$\varnothing$] — matricea modală ;
[Ω^2] — matricea diagonală spectrală.

Stabilirea răspunsului dinamic implică rezolvarea ecuației :

$$[M]\{\ddot{u}\} + [c]\{u\} + [K]\{u\} = \{R(t)\}, \qquad (3)$$

în care :

[C] este matricea de amortizare ;
[$R(t)$] — vectorul perturbațiilor.

Răspunsul sistemului se obține integrînd sistemul de ecuații diferențiale necuplate pas cu pas, obținut prin transformarea ecuației (3) prin vectorii modali.

Matricea spectrală [Ω^2], matricele modale corespunzătoare deplasărilor și rotirii nodurilor după axele Ox, Oy, Oz și vizualizarea modurilor proprii sînt prezentate în figura 3.

Pentru obținerea răspunsului dinamic al cadrului, ținînd cont de turația rotorului (15 rot/min), luînd în considerare o viteză de înaintare de 10 m/h și numărul de cupe egal cu 8, a rezultat o lege de variație a forței aplicată în nodul **5** prezentată în figura 4. S-a ținut cont de timpul necesar pentru începerea procesului de săpare propriu-zis.

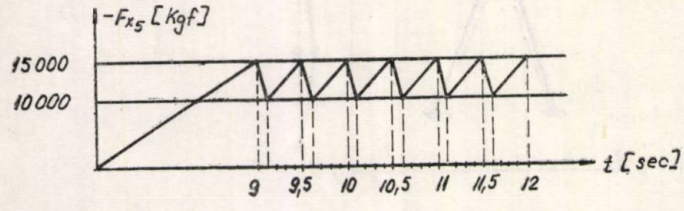


Fig. 4 Diagrama forței perturbatoare în nodul 5.

În figura 5 este prezentată legea de variație a nodului **5** (deplasarea după axa Ox), iar în figura 6 se reprezintă evoluția momentului M_3 în elementul **5**, corespunzător nodului J.

Toate aplicațiile prin metoda elementului finit au fost făcute cu programul SAP-IV (program pentru analiză structurală a răspunsului static și dinamic în sisteme liniare).

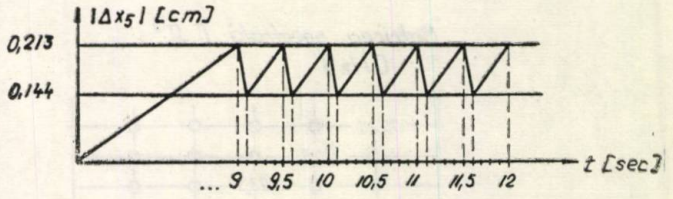


Fig. 5 Diagrama deplasării nodului 5 după direcția Ox.

Analizînd rezultatele se pot desprinde **concluziile** referitoare la obiectivele propuse în lucrare :

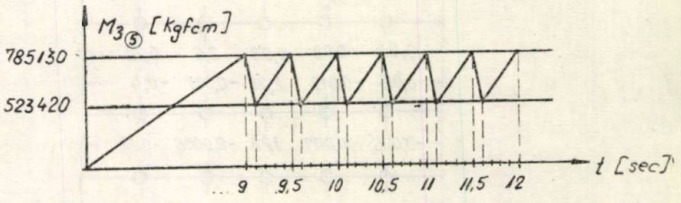


Fig. 6 Diagrama momentului încovoietor în elementul 5.

1. solicitarea maximă se produce în elementul 5, în punctul de fixare cu șasiul (reprezentată de momentul M_3), pentru poziția mediană a rotorului cu cupe. Elementele cadrului au fost verificate la încovoiere și flambaj utilizînd solicitările furnizate de programul de calcul pentru fiecare element. Se observă creșterea solicitărilor în elementele posterioare ale cadrului, pe măsură ce rotorul cu cupe se ridică față de sol ;

2. adoptarea soluției tehnice cu elementul 2 articulat în nodurile 2 și 3, impusă de necesități tehnologice, mărește momentul M al elementului 5 în locul de prindere cu șasiul, în poziția mediană a rotorului cu cupe cu numai 4,1%, ceea ce a determinat adoptarea acestei soluții ;

3. structura rigidă a cadrului a determinat valoarea primei frecvențe proprii $\omega = 76{,}25$ Hz. Perturbat cu un semnal triunghiular, a cărui frecvență fundamentală este 2 Hz, cadrul se comportă ca un rigid deformabil, deplasarea nodului 5 și momentul M în nodul J al elementului 5 în regim dinamic, urmărind fidel legea de variație a forței perturbatoare. Diferența de 1% dintre valorile lui M_3 în nodul J al elementului 5 în regim static și dinamic apare pe seama erorilor de trunchiere în procesul de integrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x : SAP — IV, A structural analysis program for static and dynamic response of linear systems. College of engineering, University of California, S.U.A.

CZ : 621-82

Studiul variației randamentului transmisiilor hidrostatice de putere

Dr. ing. Lidia **BENCHE**, dr. ing. Victor **BENCHE** — Universitatea Brașov

Obiectivul lucrării. Date generale (sinteză)

Utilizarea transmisiilor hidrostatice (ca transmisii principale de putere fără trepte) pe autovehicule, tractoare, șasiuri autodeplasabile ș. a. le conferă acestora caracteristici funcționale avantajoase, capacitate de trecere, tracțiune, fiabilitate și chiar economicitate (în anumite condiții grele de lucru, în cazul transmisiei echiputere) ridicate și un randament mai scăzut, variabil cu raportul de transmitere (realizat prin reglaj volumic) și cu puterea transmisă.

În lucrare se studiază variația randamentului transmisiei hidrostatice, cu elemente cu pistonașe axiale reglabile, pe întreg diapazonul de variație al raportului de transmitere, vizînd căile ridicării lui. Se prezintă relații de calcul și condiții optimizatoare, avînd la bază similitudinea mașinilor hidrostatice rotative și posibilități semiempirice, care permit, în baza unor date inițiale propuse și a unora experimentale asimilate sau determinate, reprezentarea analitică a randamentelor mașinilor și transmisiei corespunzătoare, funcție de caracteristicile lor constructive, de tipul și nivelul de fabricație, de starea tehnică, de regimul de exploatare, de modul de reglare (volumică) și de raportul de transmitere.

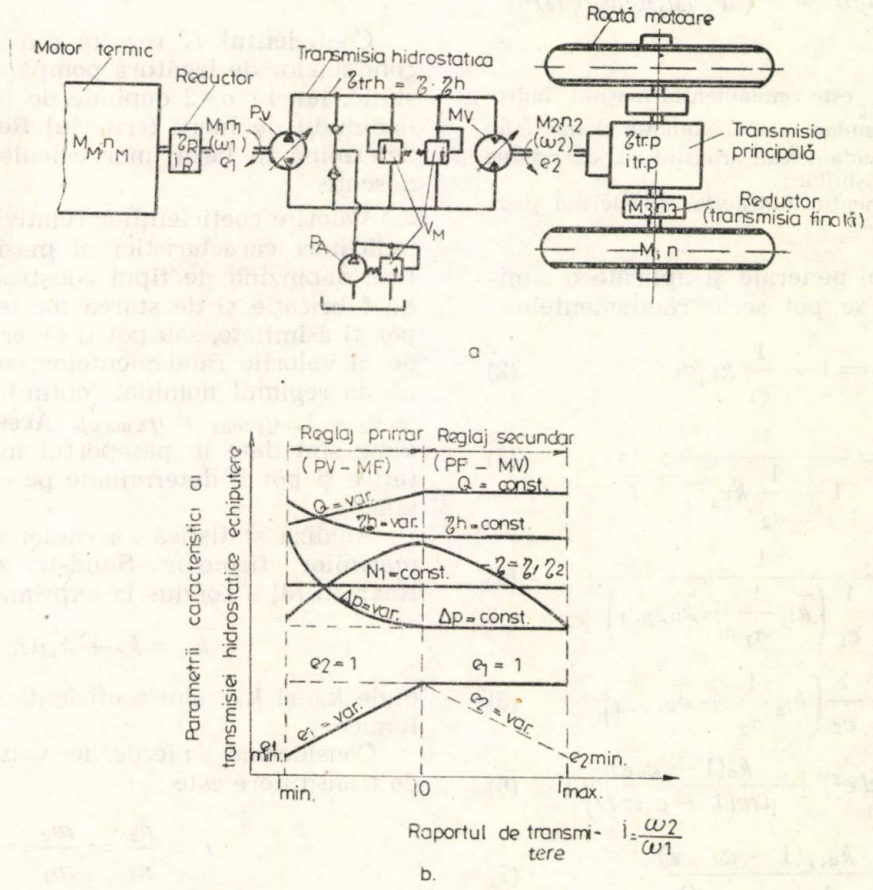


Fig. 1 O posibilă schemă structurală, arătînd încadrarea transmisiei hidrostatice pe o mașină de tracțiune (a) și curbele caracteristice corespunzătoare (b).

În figura 1, a, b sînt reprezentate : o posibilă schemă structurală, arătînd încadrarea trans-

misiei hidrostatice pe o mașină de tracțiune (a) și curbele caracteristice corespunzătoare (b). S-au făcut notațiile :

M, n (ω), Q, p — cuplu, turație (viteză unghiulară), debit presiune ;

η, i, e — randament, raport de transmitere, parametrul de reglaj volumic ;

PV, PF, MV, MF — pompă variabilă (e_1 = var.), pompa fixă (e_1 = const.), motor hidrostatic variabil (e_2 = var.), motor fix (e_2 = const.) ;

P_A — pompă auxiliară ;

V_M — valvă maximală.

Indexul „1" se referă la pompă, „2" — la hidromotor

Randamentul total al transmisiei hidrostatice este

(1)

$$\eta_{tr.h} = \eta \cdot \eta_h = (\eta_1 \eta_2)\eta_h = (\eta_{V_1}\eta_{M_1})(\eta_{V2}\eta_{M2})\eta_h$$

unde :

$\eta_{1,2} = \eta_{V_{1,2}}\eta_{M_{1,2}}$ este randamentul mașinii hidrostatice (produs al randamentului volumic și mecanic)

$\eta = \eta_1 \eta_2$ este randamentul transmisiei, ca produs al randamentelor mașinilor ;

η_h este randamentul hidraulic considerînd pierderile din circuit.

Pe baza teoriei generale și aplicate a similitudinii [1 . . . 9] se pot scrie randamentele :

$$\eta_{V_1} = 1 - \frac{1}{e_1}\bar{k}_{V_1}\sigma_1 ; \qquad (2)$$

$$\eta_{V_2} = \frac{1}{1 + \frac{1}{e_2}k_{V_2}\sigma_2} ; \qquad (3)$$

$$\eta_{M_1} = \frac{1}{1 + \frac{1}{e_1}\left(\bar{k}_{l_1}\frac{1}{\sigma_1} + \bar{k}_{u,\,p,\,1}\right)} ; \qquad (4)$$

$$\eta_{M_2} = 1 - \frac{1}{e_2}\left(k_{l_2}\frac{1}{\sigma_2} + \bar{k}_{u,\,p,\,2}\right); \qquad (5)$$

$$\bar{k}_l = k_l(1 + cl\,e^2) + \frac{k_u(1 + c_u e)}{\mu n D\left(1 + c'_u n D\right)} ; \qquad (6)$$

$$\bar{k}_{u,\,p} = \frac{k_{u,\,p}(1 + c_{u,\,p}\,e)}{1 + c'_{n,\,p}\,nD} , \qquad (7)$$

în care :

σ este coeficientul de încărcare (de sarcină) al mașinii hidrostatice.

$$\left(\sigma = \frac{\Delta p}{\mu n D}\right); \qquad (8)$$

Δp fiind căderea de presiune în hidromașină ;

e — parametrul de reglare, egal cu raportul dintre volumul de lucru curent (reglabil) al hidromașinii (cilindreea) 2 și cel maxim q_{max}

$$\left(e = \frac{\sigma}{q_{max}}\right); \qquad (9)$$

$D = \sqrt[3]{q_{max}}$ — dimensiunea caracteristică a mașinii ;

μ — coeficientul de vîscozitate dinamică a lichidului de lucru (ulei) ;

k_l și c_l — coeficienți de pierderi prin frecare vîscoasă (lichidă) ;

k_u, c_u, c'_u — coeficienți de pierderi prin (frecare uscată) ;

$k_{u,p}$, $c_{u,p}$, $c'_{u,p}$ — coeficienți de pierderi în etanșă frecare uscată, dependenți de presiunea lichidului ;

$\bar{k}_v$ — coeficient relativ de pierderi volumice.

Randamentul hidraulic considerînd pierderile de presiune în circuit $\Sigma\Delta_p$, se poate exprima :

$$\eta_h = 1 - \frac{\Sigma\Delta p}{\Delta_p} = 1 - \frac{KQ^n}{\Delta_p} \qquad (10)$$

Coeficientul K rezultă din caracteristicile conductelor de legătură pompă — motor hidrostatic, iar $1 \leqslant n \leqslant 2$ depinde de regimul curgerii lichidului de lucru (criteriul Reynolds) și se determină în baza unor calcule hidraulice cunoscute.

Valorile coeficienților relativi $\bar{k}_v$, $\bar{k}_u$, $\bar{k}_{u,\,p}$, indicatori caracteristici ai mașinilor hidrostatice, depinzînd de tipul constructiv, de nivelul de fabricație și de starea lor tehnică [2, 3, 6], pot fi asimilate, sau pot fi determinate pornind de la valorile randamentelor volumic și mecanic la regimul nominal (optim) de lucru ($e_1 = e_2 = 1$, $q_{1\,max} = q_{2\,max}$). Aceste valori maxime sînt date în pașaportul mașinilor hidrostatice și pot fi determinate pe cale experimentală.

Analiza statistică a caracteristicilor hidromașinilor firmelor Sundstrand — Sayer și Rexroth [3] a condus la exprimarea legii :

$$\bar{k}_v = k_v + k'_v \mu n D \qquad (11)$$

unde k_v și k'_v sînt coeficienți de pierderi volumice.

Considerînd pierderile volumice, raportul de transmitere este :

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{n D_2}{n D_1} =$$

$$= \frac{\frac{q_{1\,max}}{q_{2\,max}}\left(e_1 - \bar{k}_{v_1}\sigma_1\right) - k_{v_2}\frac{\Delta p}{\mu n D_1}}{e_2 + k'_{v_2}\Delta_p} \qquad (12)$$

valoarea sa pentru $e_1 = e_2 = 1$ fiind :

$$i_0 = \frac{q_{1\,max}}{q_{2\,max}}\eta_{v_1}\eta_{v_2} \qquad (13)$$

Coeficienții necunoscuți $k_{u,\,p}$, $c_{u,\,p}$, k_l, c_l, k_u, c_u, c'_u, k_{v_2} și k'_{v_2} pot fi determinați din ecuațiile (6), (7), (11) și (12), constituie în sisteme cu numă-

rul de ecuații egal cu numărul de necunoscute (valorile corespunzătoare ale coeficienților relativi și ale parametrilor constructivi și funcționali fiind cunoscute), care permit o rezolvare cu ajutorul calculatorului, în baza unor programări liniare.

Studiul variației randamentului transmisiei hidrostatice echiputere. La regimul puterii și vitezei unghiulare de rotație a arborelui pompei constante ($N_1 = \text{const.}$, $\omega_1 = \text{const.}$), la variația parametrilor de reglare ai hidromașinilor, adică la variația raportului de transmitere ($i = \text{var.}$, $\omega_2 = \text{var.}$), în baza relațiilor (2) ... (9) se poate obține legea de variație a randamentului mașinilor hidrostatice cu gradul de încărcare $\eta_{1,2} = f(\sigma_{1,2})$; optimizarea acestei legi $\frac{\partial \eta_{1,2}}{\partial \sigma_{1,2}} = 0$, conduce la :

$$\sigma_{1,2_{optim}} = \frac{\bar{k}_{l_{1,2}}}{e_{1,2} \pm \bar{k}_{u,p_{1,2}}} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{e_{1,2} \pm \bar{k}_{u,p_{1,2}}}{\bar{k}_{v_1}, \bar{k}_{l_{,2}}} e_{1,2} \pm 1} \right) \qquad (14)$$

semnele de sus (+sau—) corespunzînd pentru pompă (indice 1), iar cele de jos pentru hidromotor (indice 2).

Întreg diapazonul de variație al raportului de transmitere i se împarte în două (fig. 1, b) : domeniul de reglare al pompei (primar), $e_1 \in [e_{min}, i_0]$, și domeniul de reglare al hidromotorului (secundar), $e_2 \in [i_0, i_{max}]$

Reglajul primar (PV—MF) are loc pe calea variației volumului de lucru al pompei de la minim la maxim, la volumul maxim constant al hidromotorului, $e_1 = \text{var.}$, $e_2 = 1 = \text{const.}$, debitul $Q = \text{var.}$, $\eta_h = \text{var.}$ Pentru presiunea de lucru $\Delta p = \text{const.}$, rezultă cuplul $M = \text{const.}$ și puterea $N = \text{var.}$ Pentru a asigura constanța puterii de antrenare $N = \text{const.}$, este necesară variația corespunzătoare a presiunii, $\Delta p = \text{var.}$

Reglajul secundar (PF—MV) se face pe calea variației volumului de lucru al hidromotorului de la maxim la minim, la volumul maxim constant al pompei, $e_1 = 1 = \text{const.}$, $e_2 = \text{var.}$, $Q = \text{const.}$, $\eta_h = \text{const.}$ Pentru $\Delta p = \text{const.}$ și $N = \text{const.}$, rezultă o variație hiperbolică a cuplului $M = \text{var.}$, care reprezintă o caracteristică de tracțiune ideală.

Exprimăm pentru ambele domenii legea de variație a vitezei unghiulare $\omega_2 = f_1(e_1)$ respectiv $\omega_2 = f_2(e_2)$.

Reglajul primar. Pentru primul domeniu, $e_2 = 1$, $e_1 = \text{var.}$, $Q = \text{var.}$, legea $\omega_2 = i\,\omega_1 = f_1(e_1)$ rezultă din formula (12).

Căderea de presiune Δp corespunzătoare se poate determina cu suficientă precizie cu relația :

$$\Delta p = \Delta_p^* \cdot \frac{1 + \bar{k}_{u,p,1}^*}{e_1 + \bar{k}_{n,p,1}^*} \qquad (15)$$

În această relație și mai departe asteriscul arată că mărimea considerată corespunde regimului volumelor de lucru maxime ale hidromașinilor.

Reglajul secundar. Pentru domeniul al doilea, $e_1 = 1$, $e_2 = \text{var.}$, cu $Q = \text{const.}$ și $\Delta p = \text{const.}$, se poate scrie legea de proporționalitate :

$$\frac{\omega_2^* q_{2\,max}}{\eta_l^* V_2} = \frac{\omega_2 q_{2\,max}\, e_2}{\eta_l V_2} \qquad (16)$$

de unde, cu considerarea expresiei (3), se obține legea :

$$\omega_2 = \omega_2^* \frac{1 + k'_{v_2} \Delta_p^*}{e_2 + k'_{v_2} \Delta_p^*} \qquad (17)$$

În scopul generalizării, se elaborează un indicator adimensional al încărcării (formula 8) :

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\sigma^*} \qquad (18)$$

și un indicator adimensional al vitezei unghiulare de rotație al arborelui pompei :

$$\bar{\omega}_1 = \frac{\omega_1}{\omega_{1\,opt}^*} \qquad (19)$$

unde $\omega_{1\,opt}^*$ este viteza care prilejuiește η_{max}^*.

Căderea de presiune Δp se determină din ecuația bilanțului de putere la pompă.

$$\Delta p = \frac{\frac{N_1}{\omega_1 q_{1\,max}} - k_{l_1}(1 + c_{l_1} e_1^2)\mu\omega_1 - \frac{k_{u_1}(1 + c_{u_1} e_1)}{1 + c'_{u_1} \omega_1 D_1}}{e_1 + \frac{k_{u,p1}(1 - c_{u,p,1} e_1)}{1 + c_{u,p,1} \omega_1 D_1}} \qquad (20)$$

iar mărimea $\omega_2 = i\,\omega_1$, după formula (12).

În figura 2 sînt reprezentați indicatorii adimensionali ai transmisiei hidrostatice σ și η; se utilizează relațiile (14) .. (19), funcție de reglajul hidromașinilor (variabila fiind parametrul de reglaj e), parametrul independent fiind ω_1, pentru $N_1 = \text{const.}$, ω_1 const.

Exemplul se referă la pompa SPV-23 și motorul hidrostatic SMV-23, fabricate de firma Sayer Getriebe.

După cum se vede din figura 2, randamentul maxim al transmisiei hidrostatice corespunde lucrului cu cilindreele maxime ale mașinilor, pentru $e_1 = e_2 = 1$, $\bar{\omega}_1 = 1$; randamentul prezintă, de asemenea, valori ridicate într-un

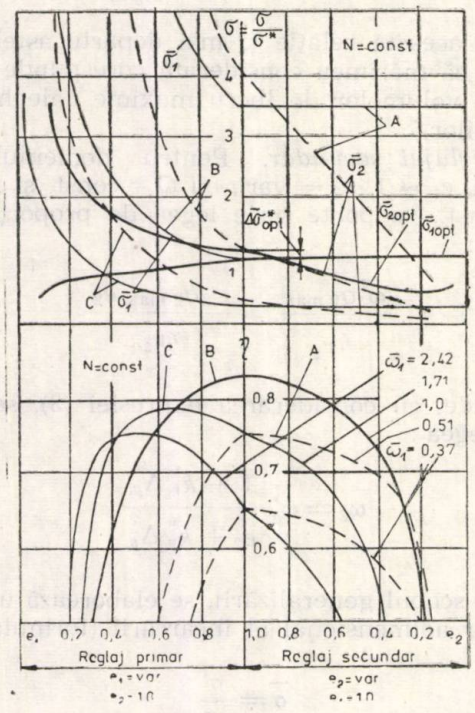


Fig. 2 Reprezentarea indicatorilor adimensionali ai transmisiei hidrostatice σ și η.

diapazon larg de variație al raportului de transmitere, în ambele domenii de reglare volumică (curba B).

Cazul $\bar{\omega}_1 < 1$ (curba *A*, $\bar{\omega}_1 = 0{,}51$ și $\bar{\omega}_1 = 0{,}37$) conduce la valori coborîte ale randamentului, deci trebuie evitat.

Cazul $\omega_1 > 1$ (curba *C*, $\omega_1 = 1{,}71$ și $\omega_1 = 2{,}42$) se situează sub cazul B în ceea ce privește maximul randamentului (la $e_1 = e_2 = 1$), dar prezintă interes în domeniul reglajului primar ($e_2 = 1$, e_1 = var.), la viteze mici, în zonele în care curba randamentului se situează deasupra.

În concluzie, apreciind influența coeficientului de sarcină $\bar{\sigma}$ a indicatorului vitezei unghiulare ω_1 și a modului de realizare a raportului de transmitere (prin reglaj volumic) asupra randamentului transmisiei hidrostatice echiputere se poate recomanda: în domeniul vitezelor ridicate, pentru a se asigura randamentul ridicat, să se utilizeze reglaj secundar, pe întreg diapazonul $[i_0, i_{max}]$ și reglaj primar parțial (la valorile maxime ale lui e_1), pentru $\bar{\omega}_1 = 1$; în domeniul vitezelor mici, pentru a se asigura randamentul cel mai ridicat, să se utilizeze reglaj primar cu valori e_1 mici, pentru $\bar{\omega}_1 > 1$ (cu cît ω_1 este mai mare ca unitatea, cu atît maximul randamentului se deplasează spre valorile e_1 cele mai mici); cazul $\bar{\omega}_1 < 1$ trebuie evitat, fiind dezavantajos în toate situațiile.

Diapazonul de reglare. Se definește în general prin :

$$d = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{\eta'_{v1}\,\eta'_{v2}}{\eta''_{v1}\,\eta''_{v2}} \cdot \frac{1}{e_{1\,min}\,e_{2\,max}}; \qquad (21)$$

semnele „(prim)" și „(secund)" referindu-se la valorile corespunzătoare presiunii de lucru (nominală) și maximă.

La utilizarea transmisiei hidrostatice de putere pe o mașină autodeplasabilă se urmărește asigurarea unui randament suficient de ridicat într-un diapazon larg de variație al raportului de transmitere (vitezei). Deși figura 2 este relevantă în acest sens și concluziile trase sînt utile, se impune utilizarea unui criteriu mai exact. Se propune un indicator nou — **diapazonul de variație al raportului de transmitere** $d_{\eta min}$, în limitele căruia randamentul nu coboară sub o valoare η_{min} propusă, pentru ω_1 dat,

În figura 3 sînt reprezentate : dependența diapazonului de variație a raportului de transmitere cu randament minim propus și a randamentului transmisei în cazul cilindreelor ma-

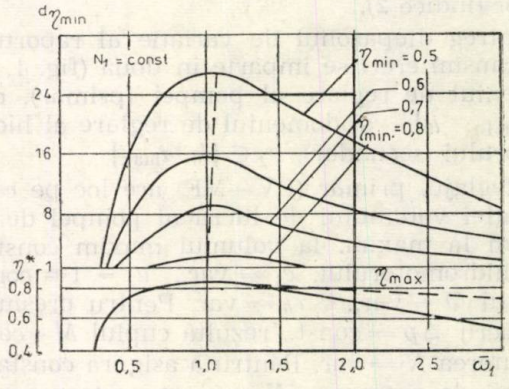


Fig. 3 Reprezentarea dependenței diapazonului de variații a raportului de transmitere cu randament minim propus și a randamentului în cazul cilindreelor maxime ale mașinilor hidrostatice, de viteza relativă de rotație a arborelui pompei.

xime ale mașinilor hidrostatice, de viteza relativă de rotație a arborelui pompei. Este evident că diapazonul cel mai ridicat și randamentul maxim sînt asigurate prin $\omega_1 = 1$.

Studiul variației randamentului transmisiei hidrostatice în cazul variației puterii transmise

Prin variația puterii transmise se modifică și indicatorii caracteristici de sarcină și de viteză ($\bar{\sigma}$, ω) ai mașinilor hidrostatice. Variind însă componentele puterii, Δp și ω_1, se pot

asigura valori apropiate de optimum la diferite puteri transmise. În acest caz aspectul curbelor din figurile 2 și 3 rămîne practic același.

Ținînd cont că în condițiile de exploatare ale transmisiei se folosește un spectru larg de variație a puterii, se pune problema găsirii funcției.

$$N^* = f(\omega^*),$$

care prilejuiește randamentul maxim, în limite propuse.

Pentru pompă

$$N_1^* = N_1 \eta_1^* = q_{1\max} \omega_1^* \eta_{v_1}^* \Delta_p^*$$

Se utilizează relațiile (4), (6), (8); se obține încărcarea

$$\sigma_1^* = \frac{1}{1 + \bar{k}_{u,p,1}} \left(\frac{N_1^*}{\omega_1^{*2} q_{1\max}} - \bar{k}_{l_1}^* \right)$$

Pentru a obține:

$$\sigma_1^* = \sigma_{1\,\mathrm{opt}}^*,$$

trebuie realizată condiția:

$$N_1^* = [\sigma_{1\,\mathrm{opt}}^* (1 + \bar{k}_{u,p,1}^*) + \bar{K}_{1_1}^*]\, q_{1\max}\, \omega_1^{*2} \tag{22}$$

Această relație este valabilă și pentru motorul hidrostatic, cu schimbarea corespunzătoare a notațiilor.

În figura 2 sînt reprezentate curbele de încărcare relativă optimă $\bar{\sigma}_{1\,\mathrm{opt}}$ și $\bar{\sigma}_{2\,\mathrm{opt}}$ și diferența lor $\Delta\sigma_{\mathrm{opt}}$ (la $e_1 = e_2 = 1$). Intersecția lor poate fi aflată din condiția anulării diferenței.

În figura 4 sînt prezentate curbele echirandament ale transmisiei hidrostatice, la regimul

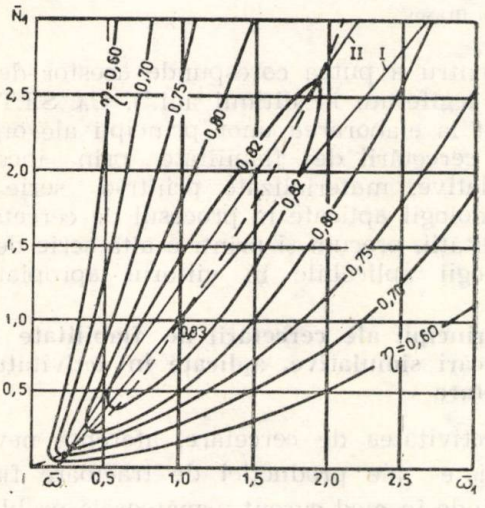


Fig. 4 Curbele echirandament ale transmisei hidrostatice la regimul cilindreelor maxime ale mașinilor, pentru diferite puteri relative și viteze de rotație ale arborelui pompei.

cilindreelor maxime ale mașinilor, pentru diferite puteri relative și viteze de rotație ale arborelui pompei.

Relația $N_1 = f(\omega_1^*)$, care prilejuiește randamentul maxim, transpusă în coordonate relative $\bar{N}_1$ și ω, este reprezentată în figura 4 cu linie întreruptă, unde:

$$\bar{N}_1 = \frac{N_1}{N_{1\,\mathrm{opt}}}$$

iar $N_{1\,\mathrm{opt}}$ determină absolut η^*.

Funcționarea în comun a motorului cu ardere internă, de acționare, și a transmisiei hidrostatice

Se consideră curba turație — putere a motorului de antrenare, corespunzătoare regimului economic de funcționare (consum redus de combustibil), admițîndu-se o aproximație liniară. Pentru o familie de motoare, de exemplu cu carburator, avînd viteza unghiulară relativă minimă de antrenare a pompei:

$$\bar{\omega}_0 = \frac{\omega_0}{\omega_{N\max}}$$

unde $\omega_{N\max}$ este viteza de rotație a arborelui cotit, corespunzătoare puterii maxime a motorului, considerînd în diagrama din figura 4 abscisa la origine ω_0, se pot trasa n linii turație — putere pentru sistemul motor cu ardere internă — transmisie hidrostatică. Din familia de linii reținem liniile **I** și **II**, care trec prin punctele celor mai ridicate valori ale randamentului.

Intersecția caracteristicii **I** cu linia randamentului $\eta_{\max}^*$ (0,83, în exemplul figurat, cu $\omega_0 = 0{,}18$). Caracteristica **II**, cu toate că nu trece prin maximul absolut, prezintă însă un mai larg diapazon al puterii, în care se asigură valori ridicate ale randamentului.

Se construiește o diagramă, avînd la bază punctele de intersecție ale caracteristicilor **I** și **II** (din figura 4), cu curbele echirandament pentru diferite valori $\bar{N}_1$ (fig. 5, liniile η^*).

În figura 5 sînt figurate dependența diapazonului de variație a raportului de transmitere cu randamentul minim și a randamentului transmisiei hidrostatice la utilizarea cilindreelor maxime ale hidromașinilor pentru cele două regimuri propuse. Relațiile $d\,\eta_{\min} = f(\bar{N}_1)$ permit aprecierea energeticii sistemului motor — hidrotransmisie, la regimuri funcționale diferite, la regimul volumelor de lucru ale hidromașinilor.

Analiza relațiilor reprezentate în figura 5 ne conduce la **concluzia că puterea calculată, care prilejuiește maximul absolut al randamen-**

tului transmisei trebuie să fie inferioară puterii maxime a motorului termic de antrenare. În acest mod vor fi obținute valori ridicate ale randamentului transmisiei într-un larg diapa-

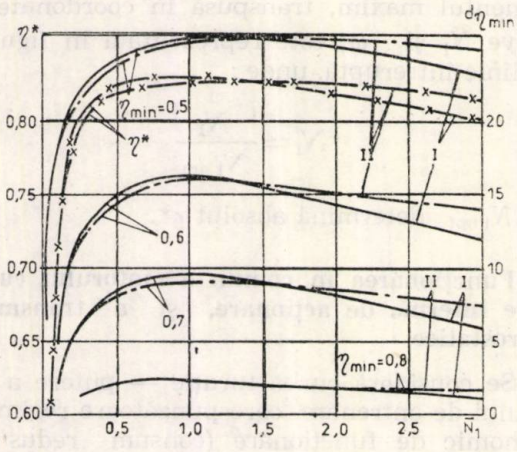


Fig. 5 Dependența diapazonului de variații a raportului de transmisii cu randamentul minim și a randamentului transmitere hidrostatice la utilizarea cilindreelor maxime ale hidromașinilor pentru cele două regimuri propuse.

zon de variație a puterii de exploatare, cu o scădere neînsemnată a randamentului la puterea maximă. Pentru obținerea maximului absolut al randamentului transmisiei hidrostatice la puterea calculată este necesară să se asigure parametrii optimi ($\bar{N}_1 = 1$, $\bar{\omega}_1 = 1$).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Abraduskin, A. M. (Nati)* : K rascetu obiemnîh ghidrotransmisii samohodnîh selhozmașin. In : Traktorî i selhozmașinî, nr. 2, 1980.

[2] *Belenkov, I. A., Nekrasov, B. B., Fateev, I. V.* (M.A.I.) : Opredelenie k.p.d. obiemnoi ghidroperedaci. In : Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 8, 1975.

[3] *Belenkov, I. A., Mihailin, A. A.* (M.A.I.) : Puti povîșeniia k.p.d. obiemnoi ghidrovliceskoi transmisii. In : Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 9, 1979.

[4] *Benche, L.* : Contribuții la definirea din punct de vedere dinamic a transmisiilor hidrostatice de putere cu elemente cu pistonașe axiale ale autovehiculelor. Teza de doctorat, Universitatea din Brașov, 1972.

[5] *Gorodetkii, K. J.* : Mehaniceskii k.p.d. obiemnîh ghidromașin. Vestnik mașinostroieniia, 1977, 7, p. 19—23.

[6] *Gorodetkii, K. J., Mihailin, A. A.* (Nati) : K.p.d. obiemnîh ghidroperedaci. In : Traktorî i selhozmașinî, nr. 9, 1979.

[7] *Kulaghin, A. V., Demidov, I. S.* : Prokofiev, V. N. Osnovî teorii i konstruirovaniia obiemnîh ghidroperedaci. Moskva, Vîșșaia Skola, 1968.

[8] *Petrov, V. A.* : Osnovî teorii avtomaticeskogo upravleniia transmisiei avtomobilia. Moskva, ANSSSR, 1957.

[9] *Verjbitkii, V. P., Katnelson, D. E.* : Metodiceskie prințipî rasceta i komponovki ghidroobemnoi transmissii. In : Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 10, 1975.

CZ : 633.562:621.004.64

Principii ale organizării cercetării de fiabilitate prin încercări simulative

Dr. ing. Nicolae **PETRESCU**, ing. Alexandru **GĂLEȘANU**, ing. Barbu **POPESCU** — C.C.S.I.T.T. Brașov
Prof. dr. ing. Ioan **DRAGHICI**, ing. Costel **BEJAN** — Universitatea Brașov

Activitatea de obținere a produselor competitive implică stabilirea unor principii judicioase de creare și urmărire a calității acestora. În această activitate intră alinierea continuă la nivelul performanțelor celor mai înalte ale produselor similare, cu un preț de cost comparativ egal, deoarece, pe măsura creșterii complexității produselor, crește inevitabil costul pentru obținerea unei funcționări continue la nivele de solicitare tot mai ridicate.

Afirmațiile de mai sus — adevărate în generalitatea lor — se regăsesc în domeniul particular al tractoarelor agricole și industriale, de a căror proiectare și încercare este răspunzător centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Tractoare (C.C.S.I.T.T. Brașov).

Pentru a putea corespunde acestor deziderate, legiferate în ultimii ani *), C.C.S.I.T.T. a trecut la elaborarea unor principii ale organizării cercetării de fiabilitate prin încercări simulative, materializate printr-o serie de metodologii aplicate în procesul de cercetare a fiabilității, precum și printr-o altă serie de metodologii aplicabile în viitorul apropiat.

Principii ale cercetării de fiabilitate prin încercări simulative, aplicate în activitatea de cercetare

Activitatea de cercetare, aferentă nevoilor imediate ale producției de tractoare fiabile, cuprinde în mod curent următoarele probleme : studiul fiabilității întregului tractor, studiul fia-

*) Ordinul M.I.C.M. nr. 130/1974 și STAS 10307-75.

bilității unuia sau a mai multor subansambluri ale tractorului, studiul comparativ al unor variante constructive de piese, subansambluri sau ansambluri ale tractorului, în scopul stabilirii acelei variante constructive care asigură fiabilitatea cea mai ridicată.

Metodele de cerceare se pot clasifica în următoarele subdiviziuni :

1) solicitări statice, pînă la rupere, și aplicarea unor corelații între efectele solicitărilor statice și ale celor dinamice ;

2) solicitări dinamice prin impulsuri ;

3) solicitări dinamice utilizînd două categorii de spectre de solicitare :

— deterministe ;
— aleatoare.

În cele ce urmează, se descriu principiile acestor metodici de cercetare și se stabilesc gradele de încredere subsecvente fiecărei metodici.

1) Ruperea prin solicitări statice este aplicabilă pieselor ; la C.C.S.I.T.T. metoda a fost aplicată pentru arbori cotiți [1]. În decursul unui număr mare de încercări efectuate la C.C.S.I.T.T., pe componente ale tractoarelor, s-a constatat că, între rezistența la oboseală, conform solicitării alternant simetrice, și efortul unitar de rupere statică, există relații liniare asemănătoare celor deduse pe epruvete *). Dacă se cunoaște rezistența la oboseală pentru ciclul alternant simetric, se poate exprima limita la oboseală pentru un ciclu cu coeficient de asimetrie R, oarecare, în funcție de R și de σ_{-1} sau τ_{-1} [2].

Conform acestei observații, este suficientă determinarea rezistenței statice a unei componente ; aplicîndu-se apoi coeficienții de concentrare și o corelație liniară stabilită pe epruvete rezultă rezistența la oboseală a componentei, pentru un coeficient de asimetrie, R. Etapele de lucru sînt următoarele :

— cunoscîndu-se, din exploatare, solicitarea medie S_m și amplitudinea acesteia S_a, rezultă coeficientul de asimetrie al ciclului de solicitare :

$$R = \frac{S_m - S_a}{S_m + S_a}; \qquad (1)$$

— stabilindu-se prin metoda expusă mai sus rezistența de rupere la oboseală pentru ciclul de asimetrie R, se calculează coeficientul de siguranță a componentei.

Pentru verificarea metodei s-a încercat în paralel aceeași componentă la oboseală. Rezultatele obținute prin cele două metode au prezentat o diferență suficient de mică, astfel ca atunci cînd timpul are importanță hotărîtoare pentru luarea unei decizii, metoda ruperii statice să prezinte suficientă exactitate.

2) Solicitarea prin impulsuri a unei transmisii mecanice constă în blocarea (fixarea) ieșirii din transmisie și aplicarea, la intrarea în transmisie, a unui cuplu alternant simetric sau pulsator, care se propagă în toate elementele transmisiei cu aceeași frecvență, deoarece — prin blocarea ieșirii din transmisie — raportul de transmitere dintre componente nu mai intervine.

Accelerarea încercării — în cadrul acestei metode — se realizează prin mărirea amplitudinii solicitării, sau mărirea frecvenței de solicitare.

În figura 1 sînt date două exemple de utilizare a acestei metode [3].

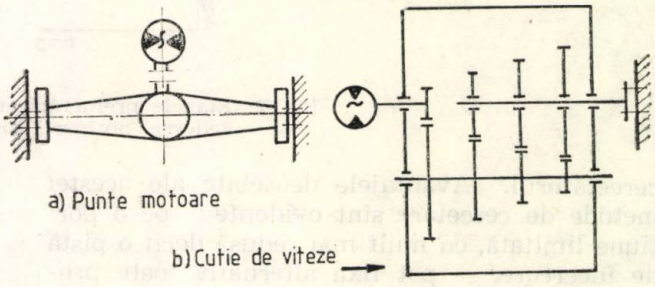


Fig. 1 Două exemplare de aplicare a metodei de solicitare prin impulsuri (încercarea unei punți și încercarea unui reductor).

Ca generator de impulsuri se utilizează frecvent un motor hidrostatic rotativ, iar uneori un generator de impulsuri prin rezonanță.

Metoda se aplică cu un deosebit succes și la studiul rezistenței la oboseala de încovoiere a angrenajelor [4].

3. Solicitările dinamice ale componentelor tractoarelor furnizează informațiile cele mai apropiate de realitate.

Solicitările cu spectre deterministe (solicitare alternant simetrică sau pulsatoare) sînt utilizate, în special, pentru trasarea diagramelor Wöhler ale componentelor. Structura spectrului determinist se poate alege arbitrar de către experimentator, sau poate rezulta în urma prelucrării spectrului tensometric înregistrat pe bandă magnetică, în exploatare, sau pe o pistă. C.C.S.I.T.T. Brașov utilizează, cu precădere, obținerea sinusoidei echivalente prin acest ultim procedeu, etapele corespunzătoare fiind redate în figura 2.

Solicitările cu spectre aleatoare pot fi considerate echivalente unei exploatări, în care cercetătorul obține o informație completă cu privire la comportarea ansamblului, sau a componentei studiate.

Tractoarele sînt solicitate cu spectru aleator, în cadrul a două tipuri de încercări simulative, pentru stabilirea indicatorilor de fiabilitate.

*) Astfel de relații se găsesc în toate tratatele de rezistența materialelor ; de exemplu $\sigma_{-1} = \sigma_r/6+40$, pentru oțeluri cu $\sigma_r = 120 \ldots 180$ daN/mm² [2].

Un prim tip de încercare este constituit de utilizarea unei piste artificiale, conform normei internaționale ISO/DIS 5007. Conformația acestei piste caracterizează drumul pe care îl parcurge tractoarele agricole în exploatare.

Un al doilea tip de încercare este metoda la punct fix [5]. În această metodă, tractorul care este supus testării este fixat printr-un proțap la un punct fix, în jurul căruia execută cercuri pe un traseu al cărui profil îl fixează

1) la încercarea componentelor — în special a acelora care nu sînt prohibitive din punctul de vedere al costurilor — încercarea va fi efectuată astfel, încît curba de fiabilitate să rezulte prin **aplicarea metodei pieselor în suspensie** a lui Ray Johnson [7]. În cadrul acestei metode toate piesele vor fi solicitate cu un număr de cicluri bine controlat ;

2) pentru stabilirea aspectului dinamic al fiabilității, în vederea definitivării modelelor

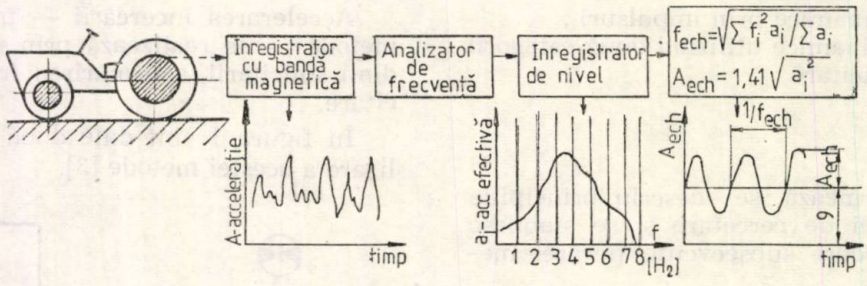


Fig. 2 Etapele prelucrării unui spectru aleator, în vederea obținerii sinusoidei echivalente.

cercetătorul. Avantajele deosebite ale acestei metode de cercetare sînt evidente : pe o porțiune limitată, cu mult mai redusă decît o pistă de încercare, se pot fixa alternativ toate profilurile de drum care se întîlnesc în exploatare ; caracteristicile profilului pot fi riguros controlate asigurîndu-se în același timp profiluri deterministe sau aleatoare.

Se poate considera că pista aferentă metodei la punct fix este net superioară, atît metodologic cît și economic, oricărui alt tip de pistă.

Orientarea cercetărilor de fiabilitate în continuare

În cursul cercetărilor de fiabilitate, constituite din încercări urmate de analiza și prelucrarea rezultatelor, a ieșit cu pregnanță în evidență următoarea concluzie : **pentru obținerea indicatorilor de fiabilitate este necesară organizarea experimentărilor cu specific fiabilist.**

În cadrul acțiunii de integrare a învățămîntului, cu cercetarea și producția, la finalizarea cercetărilor de fiabilitate din C.C.S.I.T.T. Brașov, participă și Universitatea din Brașov prin catedra de Mecanisme și organe de mașini.

Cercetările de fiabilitate din viitorul apropiat beneficiază de programe de testare judicios întocmite, astfel ca rezultatele încercării să se integreze într-una dintre meodologiile de prelucrare a rezultatelor, existente în prezent. Aceasta deoarece, după cum s-a arătat [6], încercările clasice de anduranță nu pot fi utilizate întotdeauna, nemijlocit, în determinarea indicatorilor de fiabilitate.

Orientarea cercetărilor de fiabilitate, în continuare, se axează pe următoarele principii :

matematice teoretice care vor fi introduse în continuare, testările prin intermediul solicitărilor dinamice vor avea spectrele de solicitare interferente cu spectrele de rezistență ; de asemenea, se vor determina curbele de descreștere a rezistenței inițiale în timp, stabilindu-se

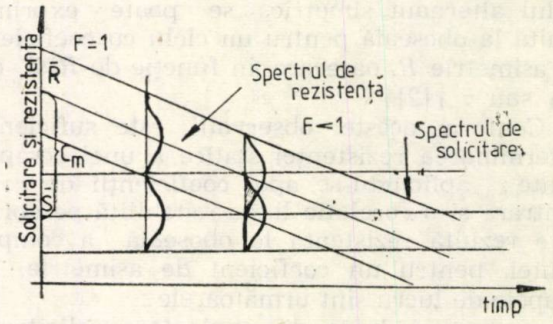


Fig. 3 Diagrame Gassner pentru componentele și subansamblurile tractoarelor, corelate cu coeficientul de siguranță mediu.

diagrame Gassner [8] pentru componentele și subansamblurile tractoarelor (fig. 3) și **corelînd diagrama Gassner cu coeficientul de siguranță mediu** definit prin relația [9] :

$$C_m = \frac{\bar{R}}{\bar{S}}, \qquad (2)$$

$\bar{R}$, $\bar{S}$ fiind rezistența, respectiv solicitarea medie.

Diagramele Gassner evidențiază — pentru o componentă — care este zona de fiabilitate egală cu unu și care este zona de fiabilitate subunitară permițînd evaluarea previzională a indicatorilor de fiabilitate.

În general, orientarea cercetărilor de fiabilitate trebuie să permită asimilarea modelelor teoretice la nivelul cercetării și apoi proiectării, experimentele ulterioare în acest domeniu avînd un caracter de ajustare a constantelor numerice.

Trebuie subliniat, în final, că **actuala etapă a cercetării de fiabilitate prin încercări simulative are drept obiective :**

— definitivarea metodelor de încercare simulativă ;

— definitivarea metodologiilor de prelucrare a rezultatelor experimentale ;

— elaborarea unei norme interne privitoare la indicatorii de fiabilitate și determinarea acestora, care să înlocuiască STAS 10307-75 — inadecvat domeniului componentelor mecanice și imprecis în utilizare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Petrescu, N., Găleșanu, Al., Ciobanu, I., Stanciu, P.* : Corelația între încercările statice și dinamice. A VIII-a sesiune de comunicări tehnico-științifice, CCSITT Brașov, 1980.

[2] *Buzdugan, Gh.* : Rezistența materialelor. București, Editura tehnică, 1977.

[3] *Petrescu, N., Găleșanu, Al., Popescu, B.* : Comparație între metodele utilizate pentru încercarea accelerată a transmisiilor. A VIII-a sesiune de comunicări tehnico-științifice, CCSITT — Brașov, 1980.

[4] *Bejan, C., Nemțan, I., Radu, G.* : Cercetări pentru determinarea rezistenței la încovoiere a unor angrenaje planetare. Construcția de mașini, 30, 1978, nr. 5.

[5] *Petrescu, N., Medianu, S., Popescu, B., Helon, A.* : Încercarea la punct fix — metodă rapidă pentru stabilirea fiabilității previzionale a tractoarelor, CCSITT Brașov.

[6] *Niculescu, D.* : Siguranța în funcționare a mașinilor, aparatelor, utilajelor și instalațiilor tehnologice. Calitatea producției și metrologice, vol. II (XIX), 1973, nr. 1, 2, 3.

[7] *Johnson, R.* : Defectarea pieselor componente ale mașinilor în timpul utilizării. Automobile engineering, 3, 1966.

[8] *Rațiu, M.* : Calitate, fiabilitate, tehnica măsurării. Supliment tematic, MIT-M. St. — 6/1973.

[9] *Drăghici, I. ș. a.* : Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, Vol. I, București, Editura tehnică, 1981.

CZ : 621.620.1

Corelația între încercările statice și dinamice

Dr. ing. Nicolae **PETRESCU**, ing. Alexandru **GĂLEȘANU**, ing. Ioan **CIOBANU** — C.C.S.I.T.T. Brașov

Punerea problemei

În actualele condiții, dinamica mașinilor oferă metode sau tehnici suficient de exacte pentru determinarea încărcărilor reale dezvoltate în procesul de lucru.

Metodele de discretizare permit aproximarea răspunsului static și dinamic în cîmpul de tensiuni și deformații, dar previzionarea efectelor unui tratament superficial, ale microfisurilor cauzate de tratament, ori ale sudurilor este încă inabordabilă în descrierea comportării organelor de mașini. Aici sînt acuzate probele de laborator la scară naturală. În proiectare și fabricație ele prescriu pragurile admise.

În prezenta lucrare, o suită de organe complexe — subansambluri — au fost încercate static și dinamic în eșantioane diferite prin :

— formă constructivă ;

— tratament termic ;

— material ;

— calitatea suprafeței.

Experiențele au fost prelucrate fie la nivelul static, determinînd capacitățile limită și dispersia de fabricație și apreciind limitele de oboseală prin relațiile lui Hänchen, Mailänder, Stribeck, ș.a., fie prin încercări dinamice de tip Wöhler, prin care s-a verificat corelația între încercările statice și cele dinamice, cu scopul de a reduce durata experimentărilor și eliminarea, pe cît este posibil, a încercărilor dinamice.

Configurația instalațiilor de încercare

S-au conceput în principal montaje adecvate fiecărui tip de solicitare utilizînd componente întrebuințate curent în tehnica încercărilor și a măsurătorilor.

Tipurile de încercări efectuate sînt prezentate în tabelul 1 și dezvoltate mai jos :

Tabelul 1

Tipul de piesă încercată	TIPUL SOLICITĂRII			
	Încovoiere		Torsiune	
	Statică	Dinamică	Statică	Dinamică
Arbori cotiți	×	×	×	×
Țevi sudate	—	×	×	×
Articulații cardanice	—	×	×	—

— montajul pentru încercarea statică de încovoiere s-a realizat în conformitate cu schema din fig. 1 și este materializat în fig. 2. Montajul permite înregistrarea funcției moment de încovoiere — deformație ;

— montajul pentru încercările statice de torsiune s-a realizat conform schemei din fig. 3

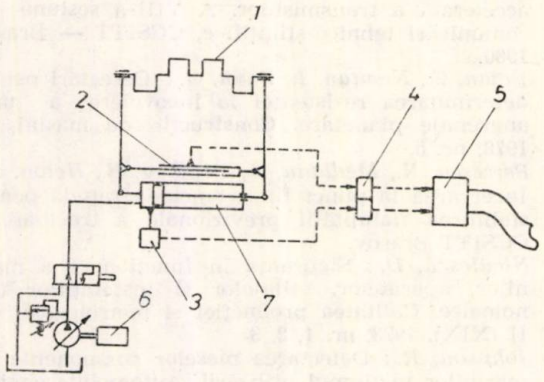


Fig. 1 Schema instalației pentru încercarea la încovoiere statică a arborilor cotiți.
1 — eșantionul — arborele cotit ; 2 — traductorul de cursă HOTTINGER W 100 ; 3 — traductor de presiune HOTTINGER P 200 ; 4 — amplificator HOTTINGER KWS 3073 ; 5 — înregistrator HONEYWELL 906 T ; 6 — grup hidraulic de acționare ; 7 — cilindru hidraulic.

cărilor de tip Wöhler, la sarcină și frecvență constante ;

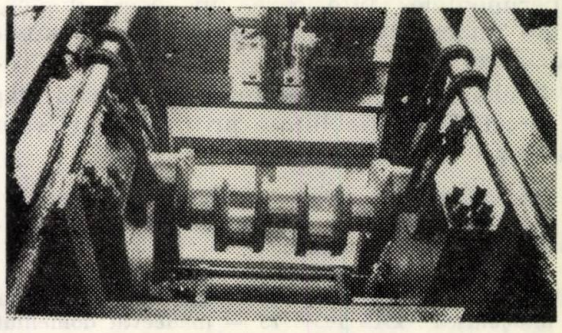


Fig. 2 Stand pentru încercarea la încovoiere statică a arborilor cotiți.

— montajul pentru încercarea dinamică de încovoiere s-a efectuat conform schemei din fig. 9 și este prezentat în fig. 10. Instalația a

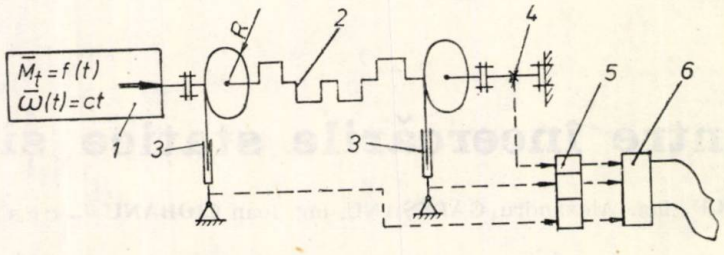


Fig. 3 Schema instalației pentru încercarea la torsiune statică a arborilor cardanici, arborilor cotiți și a țevilor.
1 — dispozitivul de încărcare cu moment de torsiune SCHENCK PTO-005 ; 2 — eșantionul (arbore cotit, arbore cardanic, țeavă) ; 3 — traductori de cursă HOTTINGER tip W 50 și W 100 ; 4 — mărci tensometrice HOTTINGER LP 22 pentru înregistrarea momentului de torsiune ; 5 — amplificator HOTTINGER KWS 3073 ; 6 — înregistrator cu hîrtie, cu spot luminos HONEYWELL 906 T.

și este prezentat în figurile 4 și 5 ; montajul permite înregistrarea funcției moment de torsiune — deformație unghiulară ;

— încercările dinamice de torsiune s-au efectuat pe rezonatorul Schenck PTO-005 pre-

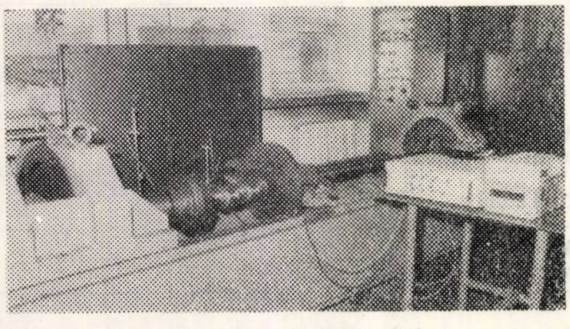


Fig. 4 Stand pentru încercarea statică de torsiune a arborilor cotiți.

zentat în fig. 3 și materializat în figurile 6, 7 și 8, rezonator care a permis efectuarea încer-

permis efectuarea încercărilor de tip Wöhler, la sarcină și frecvență constante.

Rezultatele încercărilor de laborator

Încercările de laborator au fost conduse în ideea obținerii unor rezultate care să permită previzionarea durabilității obiectelor studiate.

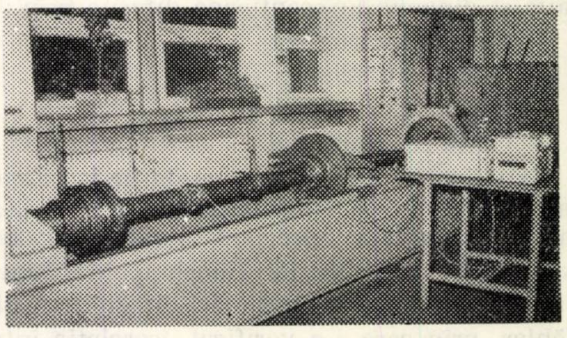


Fig. 5 Stand pentru încercarea statică de torsiune a țevilor pentru arbori cardanici.

S-au efectuat încercări statice și dinamice, cu scopul verificării corelației rezultatelor obținute prin cele două metode de încercare (statică și dinamică).

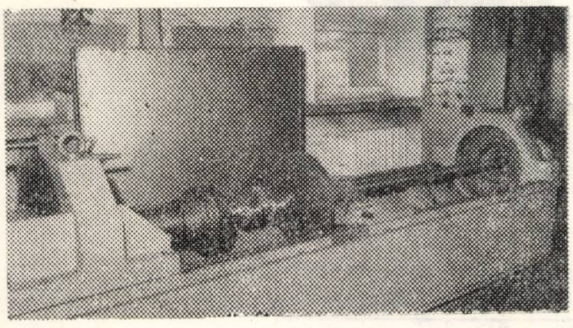


Fig. 6

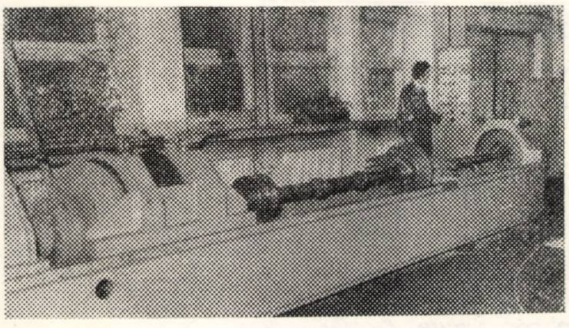


Fig. 7

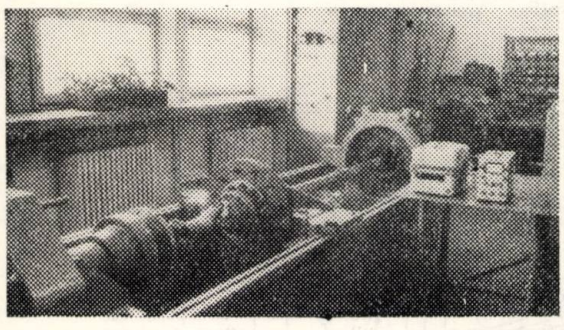


Fig. 8

Fig. 6, 7, 8 Rezonatorul Schenck PTO-005 pentru încercarea dinamică de torsiune a arborilor cotiți, țevilor și a arborilor cotiți, țevilor și a arborilor cardanici.

Încercările statice au fost conduse după următorul program :

— determinarea experimentală a rezistenței statice de rupere utilizînd distribuția Gauss ;

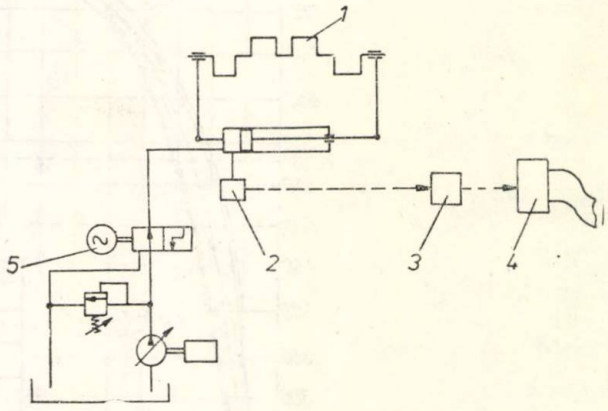


Fig. 9 Schema instalației pentru încercarea dinamică de încovoiere a arborilor cotiți.

1 — eșantionul — arbore cotit ; 2 — traductorul de cursă HOTTINGER W 100 ; 3 — amplificator HOTTINGER KWS 3073 ; 4 — înregistrator HONEYWELL 906 T; 5 — grup generator de impulsuri hidraulice.

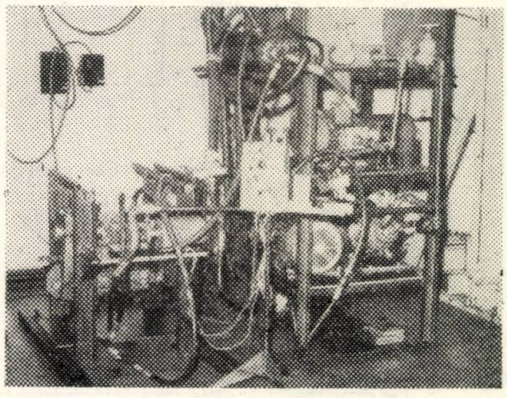


Fig. 10 Standul pentru încercarea dinamică de încovoiere a arborilor cotiți.

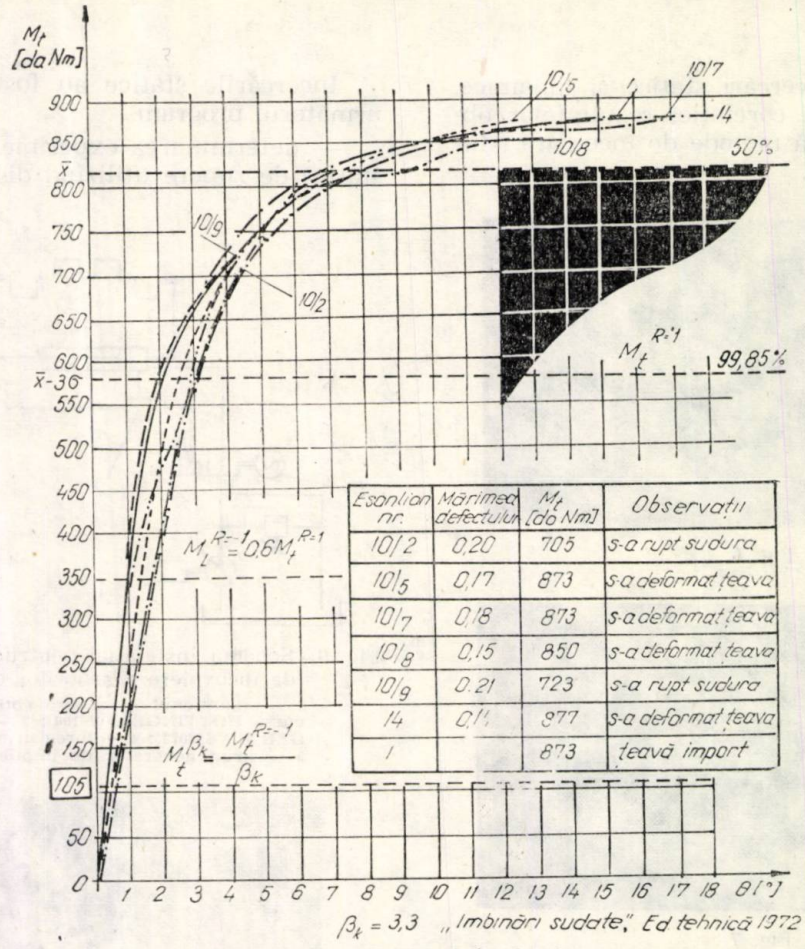
— determinarea rezistenței dinamice utilizînd relațiile clasice pentru epruvete ;

— determinarea rezistenței dinamice nelimitate ținînd cont de concentratorii de eforturi din secțiunea ruptă. Încercările dinamice au fost conduse după următorul program :

Previziunea rezistenței dinamice (la oboseală)

Tabelul 2

TIPUL CONSTRUCȚIEI	Prin încercare statică	Prin încercare dinamică	Expresia curbei Wöhler
Punți directoare (încovoiere)	65,2 KN	66 KN	$S^{7,7} \cdot Nc = ct$
Țevi sudate longitudinal ptr. arbori cardanici (torsiune)	105 daNm	108 daNm	$S^{3,5} \cdot Nc = ct$
Arbori cotiți solicitați la încovoiere	128 daNm	150 daNm	$S^{3,5} \cdot Nc = ct$
Arbori cotiți solicitați la torsiune	–	780 daNm	$S^{5,9} \cdot Nc = ct$



Eşantion nr.	Mărimea defectului	M_t [daNm]	Observaţii
10/2	0,20	705	s-a rupt sudura
10/5	0,17	873	s-a deformat ţeava
10/7	0,18	873	s-a deformat ţeava
10/8	0,15	850	s-a deformat ţeava
10/9	0,21	723	s-a rupt sudura
14	0,14	977	s-a deformat ţeava
1		873	ţeavă import

Fig. 11 Caracteristica $M_t = f(\theta)$ la încercarea statică de torsiune a ţevilor pentru arbori cardanici.

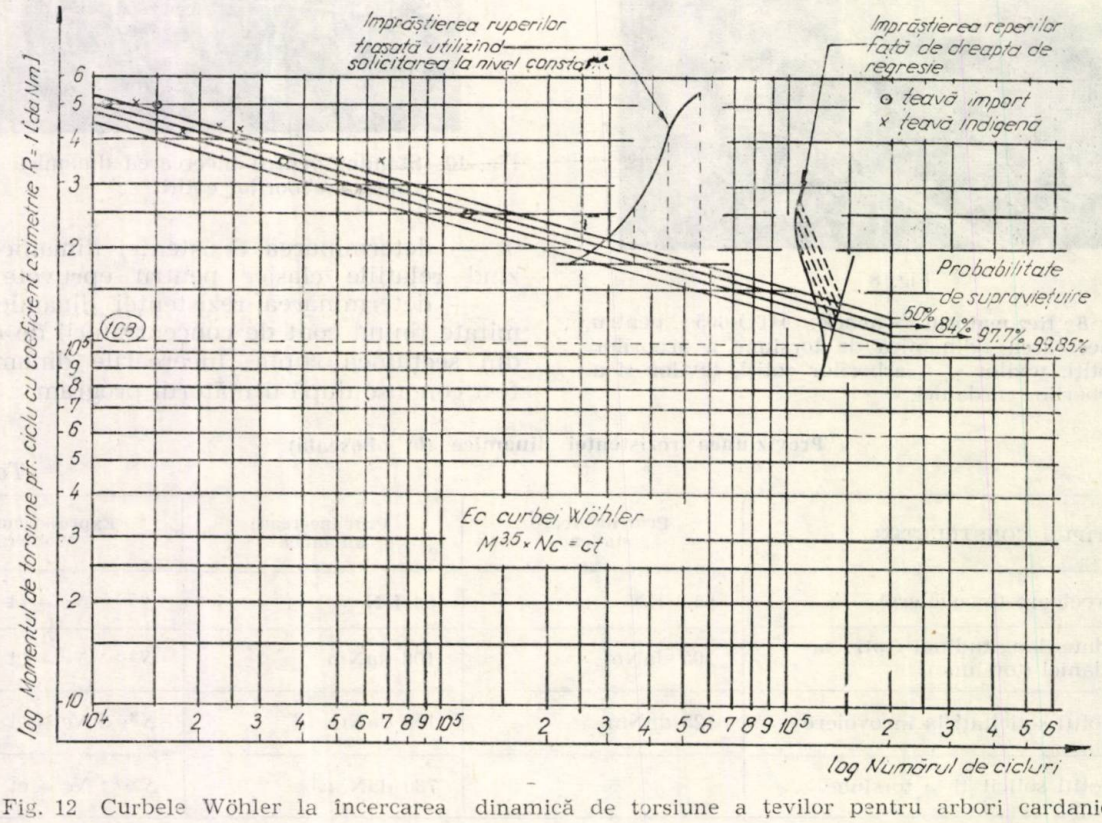


Fig. 12 Curbele Wöhler la încercarea dinamică de torsiune a ţevilor pentru arbori cardanici.

— încercarea eşantioanelor la diferite niveluri de solicitare (determinarea experimentală a perechilor R_{RK} ; N_c) ;

— trasarea curbei Wöhler ca dreaptă de regresie :

$$R^m \cdot N_c = ct$$

— calcularea parametrilor distribuţiei Gauss a distanţelor punctelor experimentale faţă de dreapta de regresie ;

— determinarea rezistenţei nelimitate pentru domeniul peste $2 \ldots 10 \cdot 10^6$ cicluri.

De menţionat este faptul că atît încercările statice cît şi cele dinamice sînt încercări distructive.

Rezultatele încercărilor de laborator efectuate cu ţevi pentru arbori cardanici şi punţi directoare sînt prezentate grafic în fig. 3.1 ; 3.2 ; 3.3 ; 3.4.

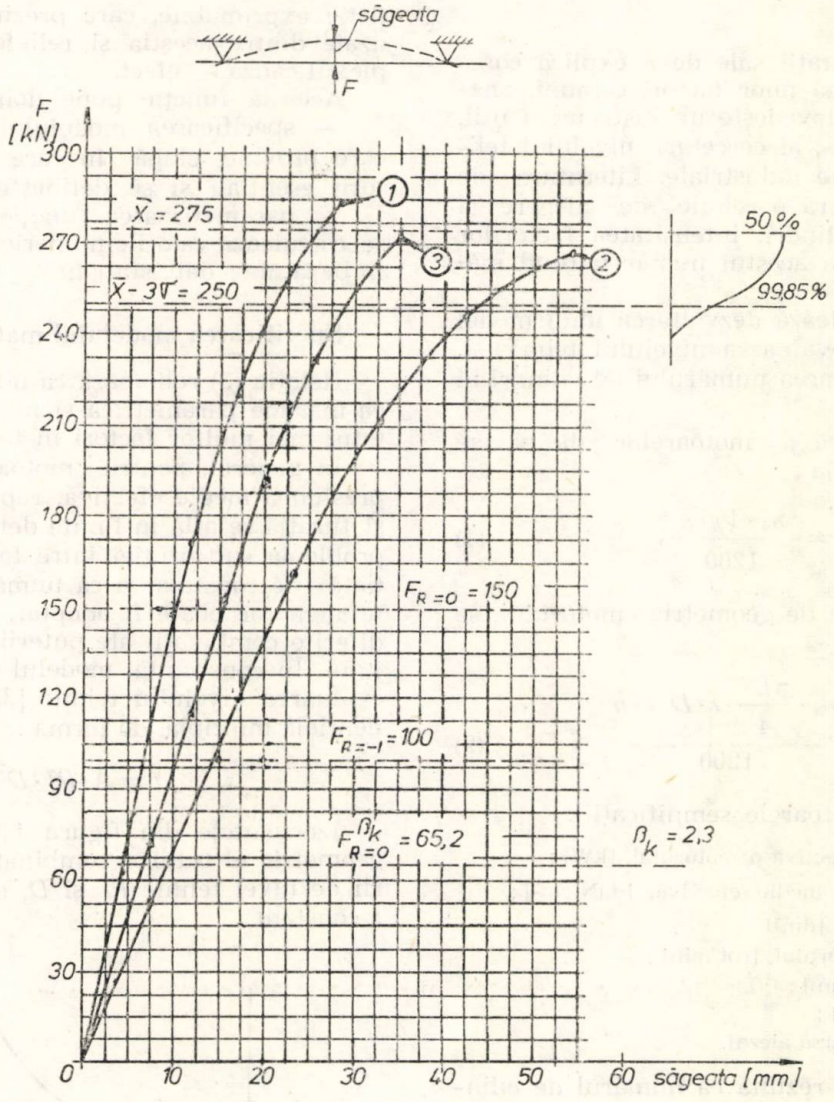


Fig. 13 Caracteristica sarcină-deformaţie la încercarea statică de încovoiere a punţilor directoare.

Previzionarea rezistenţei dinamice (la oboseală) este prezentată în tabelul 2.

CZ : 621.436

Evaluarea, printr-un model matematic, a nivelului tehnic al motoarelor diesel destinate tractoarelor

Ing. Ioan **STATE**, ing. Mircea **TARȚA** — C.C.S.I.T.T. Brașov

Introducere

Datorită capacității sale de a explica corelațiile prin acțiunea unor factori comuni, analiza factorială se dovedește un instrument util, deosebit de valoros, al cercetării nivelului tehnic al unor sisteme industriale. Literatura de specialitate nu oferă o relație de alegere a numărului de cilindri, intensitatea factorilor constructivi asupra acestui număr nefiind măsurabilă.

Lucrarea abordează dezvoltarea unui model care să permită evaluarea nivelului tehnic și, totodată, determinarea numărului de cilindri al motoarelor diesel.

Puterea efectivă a motoarelor diesel se exprimă prin relația ;

$$P_e = \frac{p_m \cdot V_h \cdot n}{1200}, \qquad (1)$$

ceea ce, în funcție de geometria motorului, se poate scrie :

$$P_e = \frac{p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \lambda \cdot D \cdot i \cdot n}{1200} \qquad (2)$$

Notațiile au următoarele semnificații :

P_e — puterea efectivă a motorului, [kW] ;
p_m — presiunea medie efectivă, [daN/cm²] ;
V_h — cilindreea, [dm³] ;
n — turația motorului, [rot/min] ;
D — alezajul, [mm] ;
S — cursa, [mm] ;
λ — raportul cursă/alezaj.

Din relația (2) rezultă că numărul de cilindri este definit astfel :

$$i = \frac{1200\, P_e}{p_m \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \lambda \cdot D \cdot n}, \qquad (3)$$

ceea ce confirmă existența unor legături cauzale între numărul de cilindri și puterea efectivă, alezaj, turație, presiune medie și cursă, prin intermediul raportului λ.

Studiul dependenței parametrilor constructivi cu performanțele motorului se propune deci a se efectua cu ajutorul unei funcții statistic exprimabile, care prezintă legăturile cauzale dintre aceștia și reliefează așadar complexul cauză — efect.

Această funcție pune două probleme :

— specificarea modelului matematic din care provine, etapă în care se identifică factorii esențiali și se definește forma funcției ;

— parametrizarea funcției, etapă în care se calculează valorile numerice ale parametrilor în baza unor date statistice.

Specificarea modelului matematic

Relația (3) reliefează că numărul de cilindri, ca mărime parametrică și nu fizică, este rezultatul mai multor factori în interacțiunea lor.

În general, pentru motoare de același tip, presiunea medie efectivă, raportul cursă/alezaj și turația se află în limite determinate. Așadar, problema substituției între factori este evidențiată de constatarea că numărul de cilindri al unui motor poate fi adoptat, în principal, prin diferite combinații ale puterii efective și alezajului. În consecință, modelul matematic pentru evaluarea nivelului tehnic [3, 4], este o exponențială multiplă, de forma :

$$i = A \cdot P_e^{\alpha} \cdot D^{\beta} \qquad (4)$$

Izocuantele din figura 1 reprezintă locul geometric al tuturor combinațiilor dintre factorii de nivel tehnic P_e și D, care conduc la un i constant.

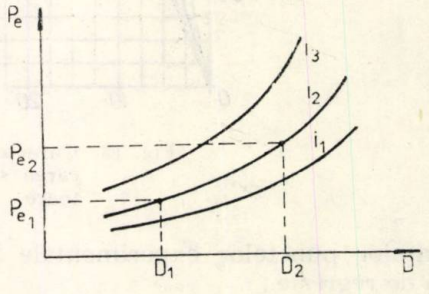


Fig. 1 Izocuantele numărului de cilindri.

Coeficientul de proporționalitate al factorilor de nivel tehnic A este o mărime reziduală care înglobează influența factorilor neluați în considerare : presiunea medie efectivă, raport cursă/alezaj, turație.

Randamentul mediu al factorilor de nivel tehnic este definit de relațiile :

$$\eta_{mD} = \frac{A \cdot P_e^{\alpha} \cdot D^{\beta}}{D} = A \cdot P_e^{\alpha} \cdot D^{\beta - 1} \quad (5\ a)$$

$$\eta_{mP_e} = \frac{A \cdot P_e^{\alpha} \cdot D^{\beta}}{P_e} = A \cdot P_e^{\alpha - 1} \cdot D^{\beta} \quad (5\ b)$$

Randamentul diferențial, pentru cei doi factori poate fi exprimat prin :

$$\eta_{dD} = \frac{\partial i}{\partial D} = \beta \cdot A \cdot P_e^{\alpha} \cdot D^{\beta} = \beta \frac{i}{D} \quad (6\ a)$$

$$\eta_{dP_e} = \frac{\partial i}{\partial P_e} = \alpha \cdot A \cdot P_e^{\alpha - 1} \cdot D^{\beta} = \alpha \frac{i}{P_e} \quad (6\ b)$$

Randamentele definite de relațiile (6) arată legătura dintre creșterea alezajului și puterea efectivă : dacă alezajul crește cu 1%, atunci numărul de cilindri sporește cu $\beta . i$ procente.

Coeficienții α și β se numesc de elasticitate, iar valoarea lor se determină cu relațiile ;

$$\frac{\frac{\partial i}{\partial D}}{\frac{i}{D}} = \frac{\beta \cdot A \cdot P_e^{\alpha} \cdot D^{\beta - 1}}{A \cdot P_e^{\alpha} \cdot D^{\beta - 1}} = \beta \quad (7\ a)$$

$$\frac{\frac{\partial i}{\partial P_e}}{\frac{i}{P_e}} = \frac{\alpha \cdot A \cdot P_e^{\alpha - 1} \cdot D^{\beta}}{A \cdot P_e^{\alpha - 1} \cdot D^{\beta}} = \alpha \quad (7\ b)$$

Coeficientul de elasticitate exprimă, așadar, cu cîte procente va crește numărul de cilindri, dacă puterea, respectiv alezajul vor crește cu 1%.

Rata de substituție între factori arată modul cum modificarea alezajului poate fi înlocuită prin modificarea puterii efective, sau invers, respectiv cu cîte procente va trebui modificat D pentru a obține 1% din P_e, în condițiile obținerii aceluiași număr de cilindri.

Întrucît :

$$di = \frac{\partial i}{\partial P_e} \cdot dD + \frac{\partial i}{\partial D} \cdot dP_e,$$

și cum i = const., iar $di = 0$, rezultă

$$\frac{\partial i}{\partial P_e} \cdot dD = -\frac{\partial i}{\partial D} \cdot dP_e$$

Rata de substituție s, este :

$$s = \frac{dD}{dP_e} = -\frac{\frac{\partial i}{\partial P_e}}{\frac{\partial i}{\partial D}} = -\frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{D}{P_e} \quad (8)$$

Parametrizarea funcției de nivel tehnic pentru motoarele diesel destinate tractoarelor

Pentru calculul funcției de nivel tehnic al motoarelor se apelează la date statistice aparținînd motoarelor de același tip, construite sau încercate în intervalul de timp care prezintă interes. Pentru aplicația de față, am analizat motoarele aparținînd a 10 firme constructoare, motoare diesel cu aspirație naturală și răcite cu apă [6]. Funcția urmează a reprezenta nivelul tehnic al anului 1980. Pentru motoare de alte tipuri sau pentru alte perioade, pornind de la același model, se obțin tot atîtea funcții.

Calculul constantei A și al coeficienților de elasticitate se face apelînd la metoda celor mai mici pătrate.

Funcția de nivel tehnic obținută, pentru numărul de cilindri — cu relevarea substituției puterii și alezajului — este :

$$i = 4{,}31 \cdot 10^5 \cdot P_e^{1{,}052} \cdot D^{-3{,}472}, \quad (9\ a)$$

în cazul în care puterea se exprimă în [CP] și alezajul în [mm]. Dacă puterea se exprimă în [kW], funcția devine :

$$i = 5{,}954 \cdot 10^5 \cdot P_e^{1{,}052} \cdot D^{-3{,}472} \quad (9\ b)$$

Așadar, coeficientul de elasticitate în raport cu puterea este $\alpha = 1{,}052$, iar în raport cu alezajul este $\beta = -3{,}472$.

Rata de substituție, exprimată prin relația (8), este :

$$s = 0{,}303 \frac{D}{P_e} \quad (10)$$

În baza funcției (9), s-au ridicat izocuantele numărului de cilindri. Curbele trasate în figura 2 sînt limitate la punctele uzuale, alezajul situîndu-se între 65—140 mm. Prezentarea grafică a izocuantelor are importanță practică prin aceea că, în mod operativ, se poate evalua nivelul tehnic al motoarelor.

Pentru evaluarea analitică a nivelului tehnic se explicitează puterea efectivă din funcțiile (9), obținîndu-se :

$$P_e = 4{,}4059 \cdot 10^{-6} \cdot D^{3{,}3} \cdot i^{0{,}9506}, \quad (11\ a)$$

respectiv,

$$P_e = 3{,}2407 \cdot 10^{-7} \cdot D^{3{,}3} \cdot i^{0{,}9506} \quad (11\ b)$$

Înlocuind valorile numerice pentru alezaj și cunoscînd numărul de cilindri ai unui motor se obține o valoare pentru putere, valoare ce exprimă nivelul mediu mondial al anului de referință. Dacă puterea declarată (măsurată) a motorului analizat este superioară valorii calculate anterior, motorul se situează deasupra nivelului mediu mondial.

Funcțiile (11) permit relevarea contribuției (și substituției) alezajului și numărului de cilindri în realizarea puterii efective a motoa-

relor, prin coeficienții de elasticitate corespunzători. Astfel, creșterea cu 1% a alezajului conduce la sporirea puterii motorului cu 3,3%. Valoarea subunitară a coeficientului de elasti-

Funcția de nivel tehnic (11) are în vedere aspectele legate de performanțe. Pentru mărirea nivelului de încredere, acesteia i se pot asocia și alte funcții vizînd performanțele, dar

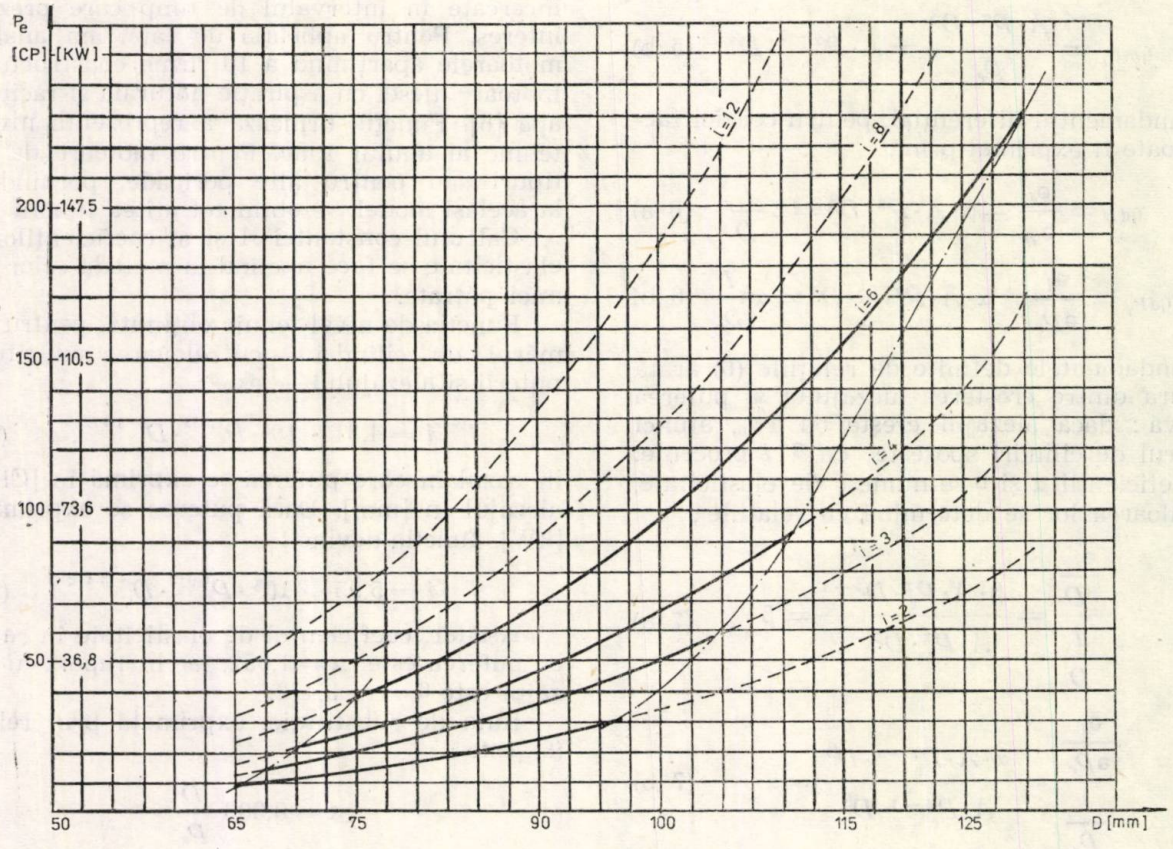


Fig. 2 Izocuantele numărului de cilindri pentru motoarele diesel destinate tractoarelor.

citate în raport cu i ilustrează că, pe măsura majorării numărului de cilindri, puterea motorului nu crește în aceeași măsură : dublarea puterii se atenuează cu circa 4% la dublarea numărului de cilindri.

Întrucît suma coeficienților de elasticitate este supraunitară ($\alpha + \beta = 4{,}25$), funcțiile (11) ilustrează că ne aflăm în situația obținerii unei eficiențe crescătoare a resurselor, respectiv a alezajului și masei, altfel spus, odată cu creșterea valorii de întrebuințare a motorului (puterii), scad resursele necesare obținerii acesteia.

Valoarea puterii efective fiind dată prin tema de proiectare, iar numărul de cilindri cunoscut, prin explicitare, se poate estima valoarea alezajului care să satisfacă cerințele nivelului tehnic. Valoarea acestuia se determină cu expresiile :

$$D = 41{,}96 \cdot P_e^{0{,}303} \cdot i^{-0{,}288} \qquad (12\ a)$$

respectiv,

$$D = 46{,}052 \cdot P_e^{0{,}303} \cdot i^{-0{,}288} \qquad (12\ b)$$

și caracteristicile (masă litrică, masă per putere etc.).

Aplicații

1) Să se evalueze nivelul tehnic al motorului D 121 produs de Intreprinderea de Tractoare Brașov.

Puterea declarată a motorului D 121, motor cu patru cilindri al căror alezaj este de 95 mm, este de 55 CP. Inlocuind în relația (11 a) valoarea alezajului și a numărului de cilindri se obține $P_e = 55$ CP, ceea ce ilustrează că acest motor este la nivel mediu mondial.

2) Se pune problema măririi alezajului la motorul D 121, astfel încît acesta să dezvolte 70 CP. Să se determine valoarea alezajului în condițiile în care motorul derivat să fie la nivel mediu mondial.

Din relația (11 a) aplicată celor două situații, rezultă condiția

$$\frac{55}{70} = \frac{95^{3,3}}{D^{3,3}},$$

din care se obțin alezajul $D = 102$ mm.

Concluzii

1. În lucrare, pornind de la forma generică de exprimare a legăturii dintre putere, alezaj și numărul de cilindri, se prezintă forma și concludența unui model de evaluare a nivelului tehnic al motoarelor, model statistic exprimabil. Acesta are valabilitate pentru toate tipurile de motoare, indiferent de felul aprinderii, răcirii, aspirației ș.a.m.d. ;

2. Funcția obținută evidențiază contribuția alezajului și a numărului de cilindri la realizarea valorii de întrebuințare a motorului — puterea. Astfel, la majorarea alezajului cu 1%, puterea crește cu 3,3%, iar la dublarea numărului de cilindri puterea dublată se atenuează cu circa 4%.

3. Funcțiile prezentate sînt susceptibile de reprezentat grafic, prin izocuant, ceea ce face posibilă analiza operativă a corelațiilor.

4. Modelul și funcțiile generate din acesta permit determinarea alezajului, în condiții de nivel tehnic dat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grünwald, B.* : Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, București, 1980.

[2] *Mărdărescu, R.* : Motoare pentru automobile și tractoare, București, 1962.

[3] *State, I.* : Funcții de nivel tehnic ale tractoarelor, C.C.S.I.T.T. Brașov, 1980.

[4] *Tarța, M., State, I.* : Evaluarea nivelului tehnic al motoarelor pentru tractoare, C.C.S.I.T.T. Brașov, 1981.

[5] *x x x* : Implement and tractor. Red Book, S.U.A. 1979 — 1981.

CZ : 621.431

Metodologie pentru calculul arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă

Conf. dr. ing. Ioan **GOIA**, ing. Sorin **VLASE**, dr. ing. Mihai **TOFAN**, ing. Mihai **ULEA** — Universitatea Brașov
Mat. Virgil **MIHALCICĂ** — I.C.P.A.T. — C.C.S.I.T.T. Brașov

Introducere

Tehnicile de calcul pentru verificarea și proiectarea motoarelor cu ardere internă au fost dezvoltate la începuturile construcției acestora pentru a ține seama de mijloacele de calcul existente. Odată cu apariția calculatoarelor electronice posibilitățile de modelare și de surprindere a fenomenelor intime care apar în funcționarea unui motor cu ardere internă au devenit deosebit de mari. Totuși, se observă că majoritatea lucrărilor apărute, în care sînt utilizate calculatoarele electronice pentru obținerea rezultatelor, nu folosesc modele noi, rezumîndu-se în a transpune în limbaje de programare formulele și relațiile utilizate pentru calculul clasic. O astfel de abordare are ca efect doar reducerea timpului de obținere a rezultatelor, posibilitățile de obținere a unor informații noi, pe baza unor modele evoluate, rămînînd neutilizate.

Colectivul de autori a elaborat o suită de lucrări pe baza cărora s-a conturat o metodologie pentru calculul arborilor cotiți, pornind de la niște modele perfecționate și eficiente.

Metodele prezentate au fost utilizate la calculul unor arbori cotiți proiectați la ICPAT—CCSITA, ICPAT—CCSITT Brașov și INMT București. Considerăm că sistemul de programe alcătuit, datorită posibilităților care le prezintă, poate fi utilizat în viitor la calculul întregii game de arbori cotiți pentru autovehicule.

Modele

a) Calculul forțelor care solicită sistemul bielă-manivelă se efectuează luînd în considerare mișcarea de rigid a bielei, deci momentul de inerție al ei [4].

Forțele care încarcă fusurile manetoane se obțin ținîndu-se seama, corespunzător, de ordinea de aprindere aleasă. Se reduc astfel forțele datorate presiunii gazelor, inerției bielei și pistonului, la solicitările fusurilor manetoane. Acestea vor fi considerate, la calculul arborelui cotit, ca solicitări exterioare (fig. 1).

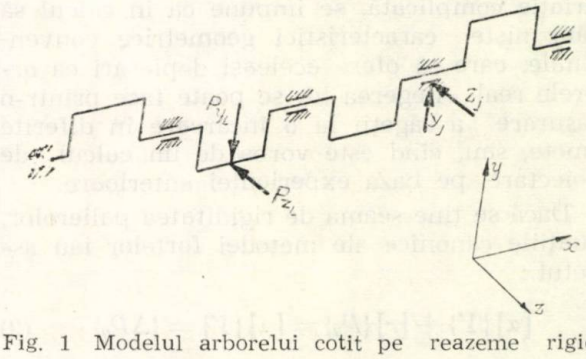


Fig. 1 Modelul arborelui cotit pe reazeme rigide.

b) Determinarea reacțiunilor care apar în lagărele paliere se face considerîndu-se arborele ca fiind un sistem static, nedeterminat. Arborele este considerat elastic, la fel și lagărele paliere. Elasticitatea lagărelor paliere este diferită, după direcții diferite. Calculul reacțiilor se face determinînd componentele lor în două plane perpendiculare.

În planul xOy (fig. 2) ecuațiile canonice ale metodei forțelor se scriu :

$$[\alpha]\{Y\}+[r]\{P_y\}=\{0\} \qquad (1)$$

unde :

$[\alpha],[r]$— matrice ale coeficienților de influență ;

$\{Y\}$— componentele reacțiunilor după axa Oy în lagărelor paliere ;

$\{P_y\}$— componentele forțelor care încarcă arborele după axa Oy.

Lagărele paliere au fost considerate rigide.

Pentru planul yOz se obțin relații analoge :

$$[\beta]\{Y\}+[s]\{P_z\}=\{0\} \qquad (1')$$

Se obține :

$$\{Y\}=-[\alpha]^{-1}[r]\{P_y\}$$

$$\{Z\}=-[\beta]^{-1}[s]\{P_z\}$$

Pentru calculul matricelor $[\alpha],[\beta],[r],[s]$ este convenabil de aplicat metoda transmiterii nodale [1, 2], care permite un calcul rapid chiar

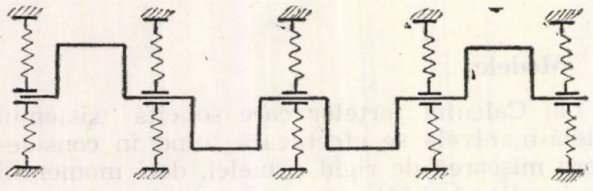


Fig. 2 Modelul arborelui cotit pe reazeme elastice

ținînd seama de forma complicată a arborelui cotit. În acest calcul se iau în considerare caracteristicile geometrice ale arborelui cotit luat ca model în figura 1, alcătuit din corpuri cilindrice și paralepipedice. Întrucît acestea diferă de caractristicile reale, care au o lege de variație complicată, se impune ca în calcul să luăm niște caracteristici geometrice convenționale, care să ofere aceleași deplasări ca arborele real. Alegerea lor se poate face printr-o măsurare a săgeții la o încărcare în diferite puncte, sau, cînd este vorba de un calcul de proiectare, pe baza experienței anterioare.

Dacă se ține seama de rigiditatea palierelor, ecuațiile canonice ale metodei forțelor iau aspectul :

$$[\alpha]\{Y\}+[r]\{P_y\}=[\mu]\{Y\}=\{\Delta P_y\} \qquad (2)$$

$$[\beta]\{Z\}+[s]\{P_z\}=[\nu]\{Z\}=\{\Delta P_z\} \qquad (2')$$

unde $[\mu]$, $[\nu]$ sînt matrice diagonale, elementele de pe diagonală reprezentînd deformația lagărului palier, respectiv cînd asupra lui se acționează cu o forță unitară. Aceste elemente nu pot fi luate constante, ele fiind în general funcție de reacțiunile Y și Z, după direcții diferite avînd valori diferite.

Sistemul de ecuații (2) + (2') este neliniar. Rezolvarea pe baza procedeului interativ :

$$\{Y\}^{(i)}=\{Y\}^{(0)}+[\alpha]^{-1}\{\Delta P_y\}^{(i-1)} \qquad (3)$$

$$\{Z\}^{(i)}=\{Z\}^{(0)}+[\beta]^{-1}\{\Delta P_z\}^{(i-1)} \qquad (3')$$

s-a dovedit a prezenta, pentru cazurile studiate, o convergență bună. Am notat cu $\{Y\}^{(0)}$ soluția sistemului (1) (lagăre rigide).

c) Jocurile tehnologice și cele care apar, în timp, datorită uzurilor duc în general la o mărire a reacțiunilor din paliere. Efectul lor poate fi considerat prin adiționarea termenului $\Delta_{jy}\}$ la ecuațiile (2) și (2') :

$$[\alpha]\{Y\}+[r]\{P_y\}=\{\Delta P_y\}+\{\Delta_{jy}\} \qquad (4)$$

$$[\beta]\{Z\}+[s]\{P_z\}=\{\Delta P_z\}+\{\Delta_{jz}\} \qquad (4')$$

unde componentele vectorilor $\{\Delta_{jy}\}$ și $\{\Delta_{jz}\}$ sînt componentele jocurilor după direcțiile Oy respectiv Oz. Pentru unul din paliere avem (fig. 3) :

$$\Delta_{jy}=(R-r)\sin\alpha$$

$$\Delta_{jz}=(R-r)\cos\alpha$$

Procedeul de rezolvare este dat tot de relațiile (3) și (3') unde $\{\Delta_{py}\}$ și $\{\Delta_{pz}\}$ sînt înlocuiți respectiv cu $\{\Delta_{py}\}+\{\Delta_{jy}\}$ și $\{\Delta_{pz}\}+\{\Delta_{jz}\}$, [ ].

d) Cunoscînd forțele care solicită manetoanele și reacțiunile care apar în lagărele paliere, se determină, folosind metoda matricelor de transfer, eforturile în diferite secțiuni datorate solicitărilor „statice" ale arborelui cotit.

e) Calculul vibrațiilor torsionale ale arborelui cotit se execută pe un model cu mase

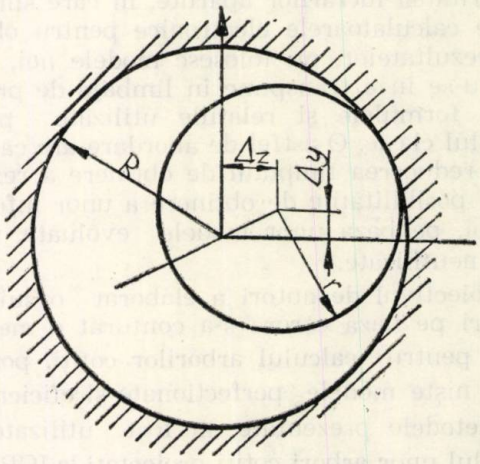


Fig. 3 Evidențierea jocului

concentrate. Momentele de inerție ale bielei și pistonului sînt reduse la axa arborelui cotit. Sistemul de ecuații diferențiale :

$$[I]\{\ddot{\varphi}\}+[c]\{\dot{\varphi}\}+[K]\{\varphi\}=\{Q\}$$

descrie comportarea arborelui la vibrații torsionale.

Metoda superpoziției modale este utilizată pentru obținerea soluției $\{\varphi\}$, perturbația fiind descompusă în serie Fourrier. Soluția $\{\varphi\}$, permite calculul, în diferite secțiuni, al tensiunilor datorate vibrațiilor torsionale.

f) Pentru studiul efectului vibrațiilor transversale se consideră arborele ca o bară cu o masă distribuită, așezată pe reazeme elastice. Efectul masei în mișcare de rotație a bielei este luat în considerare prin masa concentrată M_c, situată între două paliere (fig. 4).

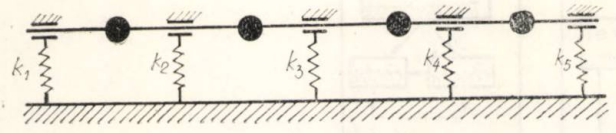


Fig. 4 Modelul arborelui pentru studiul vibrațiilor transversale.

Pentru rezolvarea problemei s-a considerat un element finit tip bară cu trei noduri, cu masă distribuită, la nodul din mijloc adunîndu-se masa concentrată (fig. 5). Pentru un astfel de elemente s-a construit matricea maselor și de rigiditate.

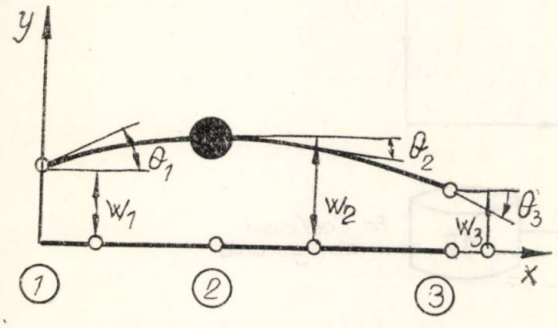


Fig. 5 Element finit tip bară.

Arborele rezultă ca fiind compus dintr-un număr de astfel de elemente finite, egal cu numărul de coturi manetoane (fig. 6).

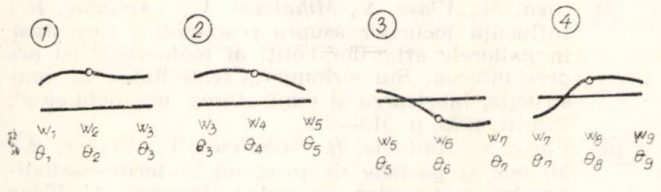


Fig. 6 Arborele compus din elemente finite tip bară.

Asamblarea ecuațiilor dinamice scrise pentru fiecare element finit duc, ținîndu-se seama de condițiile cinematice, la sistemul :

$$[M]\{\ddot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\}$$

care se rezolvă cu tehnicile specifice metodei elementului finit.

Se calculează apoi tensiunile datorate vibrațiilor transversale, în diferite secțiuni ale arborelui cotit.

g) Însumarea tensiunilor datorate tuturor efectelor menționate duce la stabilirea stării de tensiune în diferitele secțiuni ale arborelui cotit. Cu una din tehnicile clasice, se poate calcula coeficentul de siguranță la oboseală [7, 3].

Programe

Pentru modelele prezentate în cap. 2, au fost alcătuite programe de calcul care țin seama de cazurile concrete ce pot apărea în calcul și care permit eficient introducerea datelor și obținerea rezultatelor. Sistemul de programe poate fi aplicat pentru orice tip de motor (în linie, V, stea, ...) cu un singur arbore cotit, indiferent de numărul de cilindri și caracteristicile dimensionale și funcționale. Forțele de presiune dezvoltate în cilindri pot fi introduse direct, dacă s-au făcut măsurări experimentale, sau la calculul de proiectare, există un program suplimentar, nemenționat, care le calculează.

Datele introduse în sistem descriu geometria și deformabilitatea sistemului și distribuția maselor. Numărul de date care se introduce este redus permițînd unui utilizator experimentat introducerea aproape imediată pentru un nou tip de arbore cotit.

Procedurile numerice clasice utilizate au fost adaptate la specificul calculului la arborele cotit, pentru a se obține o exploatare ușoară și timp minim de calculator.

Lanțul de programe este prezentat schematic în figura 7 [7, 8].

Programele sînt stocate într-o bibliotecă sursă. Pentru fiecare program există o procedură corespunzătoare testării și compilării.

O procedură de link-editare realizează catalogarea programelor într-o bibliotecă I.M.T.

O procedură de exploatare cheamă programele din biblioteca I.M.T. permițînd următoarele :

— se poate începe prelucrarea de la orice program ;

— prin completarea unui fișier de opțiuni, se poate face prelucrarea pe diferite ramuri ale procedurii, realizîndu-se doar calculele dorite ;

— fișierele nu se șterg, păstrînd mereu ultima versiune ;

— reluările de faze, în caz de incidente, se fac prin procedură.

Procedurile sînt cu parametri formali și catalogate într-o bibliotecă. Pe un disc sînt memorate :

— biblioteca sursă ;
— biblioteca I.M.T. ;
— biblioteca cu proceduri ;
— trenul de lansare ;

— fișierul de opțiuni de referință ;
— fișierul de opțiuni de lucru ;
— fișierele utilizate de programe.

La acestea se adaugă procedurile de salvare-restaurare.

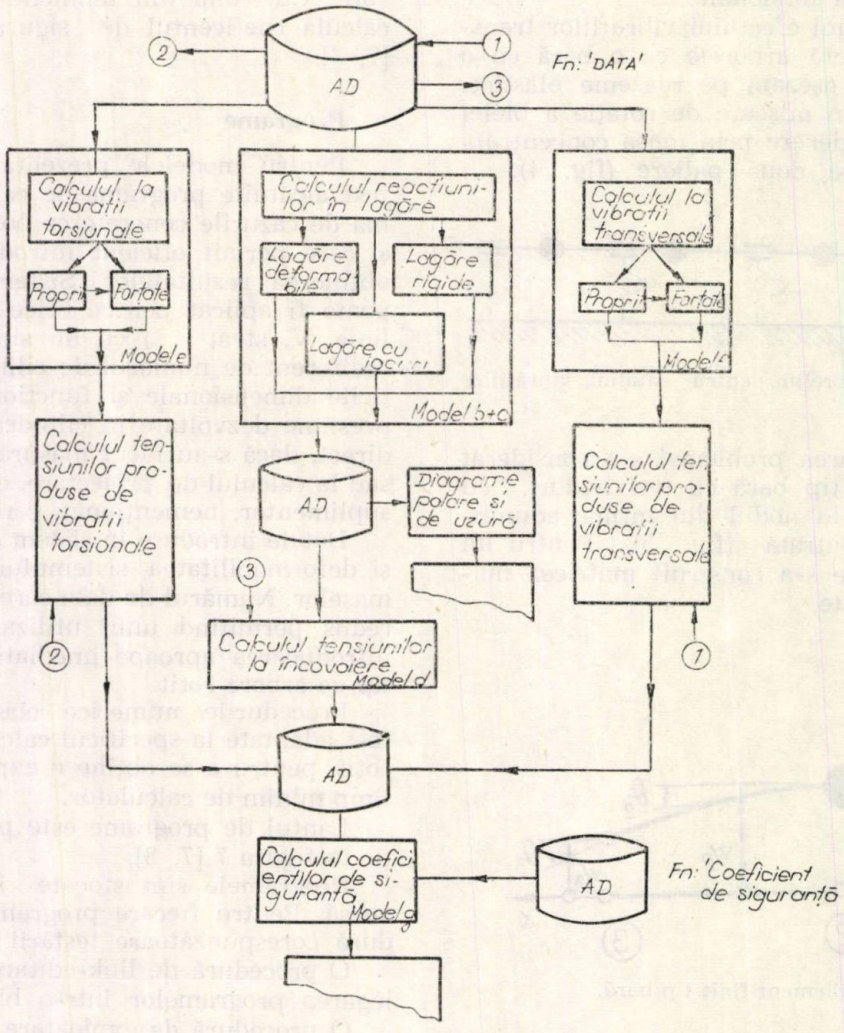


Fig. 7 Organigrama lanțului de programe.

Concluzii

Sistemul de programe permite un calcul rapid al unui arbore cotit și alegerea unei variante optime. Se poate studia de asemenea un singur aspect utilizîndu-se numai ramura cu programele utile. Modelele utilizate au fost obiectivate prin calculul unui mare număr de arbori cotiți utilizați în exploatare, cu caracteristici de fiabilitate și rezistență cunoscute.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Coșereanu, I., Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V.* : Algoritm de calcul a reacțiunilor în lagărele arborilor cotiți. Al VII-lea Simpozion ICPAT — Brașov, 1979.

[2] *Coșereanu, I., Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V.* : Metoda transmiterii nodale utilizată la ridicarea nedeterminărilor arborilor cotiți. St. Cerc. Mec. Apl., Nr. 2, Tom 39, 1980, p. 301—310.

[3] *Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V.* : Contribuții în vederea măririi rezistenței la oboseală a arborilor cotiți ai motoarelor „SAVIEM". Bul. tehnico-științific. Tom III, Vol. I, Matematică și mecanică aplicată, Brașov, 1981.

[4] *Tofan, M., Vlase, S.* : Modelul matematic dinamic al motorului cu ardere internă în reprezentare matriceală. Bul. Univ. Brașov, Seria A, Mecanică aplicată, Vol. XIX-B, 1977, p. 61—69.

[5] *Ulea, M., Vlase, S., Mihălcică, V., Andonie, R.* : Influența jocurilor asupra reacțiunilor care apar în palierele arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă. Simpozionul „Creativitatea în construcția, fabricarea și exploatarea automobilelor", Pitești, 1979, p. 313—318.

[6] *Vlase, S., Andonie, R., Mihălcică, V., Veiner, H.* : Modele și pachete de program în termoelastodinamica motoarelor cu ardere internă. Al V-lea Simpozion „Informatică și Conducere", Cluj-Napoca, 1979, p. 113.

[7] *Vlase, S., Mihălcică, V., Veiner, H., Andonie, R.* : Comparație între metodele clasice și metodele noi de calcul ale solicitărilor dinamice în motoarele cu ardere internă. Simpozion ICPAT — Brașov, 1979, p. 403—407.

[8] *Vlase, S,. Mihălcică, V., Veiner, H.* : Set de programe pentru calculul arborilor cotiți de la mograme cu ardere internă. Simpozion de transmisii mecanice, Timișoara, 1980, p. 129.

CZ : 621.436

Studii privind îmbunătățirea fiabilității motorului D 118

Dr. ing. Nicolae **PETRESCU**, ing. Alexandru **GĂLEȘANU**,
ing. Gheorghe **PAPADOPOL**, ing. Ioan **CIOBANU** — C.C.S.I.T.T. Brașov

Introducere

În exploatarea tractoarelor U 800 au apărut dese reclamații din partea beneficiarilor, legate de ruperi de arbori cotiți la motoare.

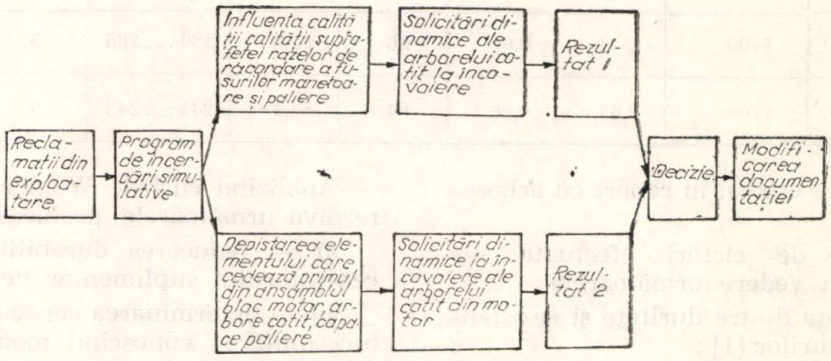


Fig. 1 Schema de lucru utilizată la rezolvarea problemei ruperii arborilor cotiți la motorul D 118.

Aceasta a constituit tema unui studiu de cercetare întreprinsă în centrul nostru, privitoare la îmbunătățirea fiabilității motorului D 118, care echipează aceste tractoare.

Schema de lucru utilizată la soluționarea acestei teme se poate urmări în figura 1.

Așa cum rezultă din figură, prin încercările efectuate s-a căutat răspuns la întrebările :

— dacă durabilitatea arborelui cotit influențează calitatea suprafețelor acestuia ;

— care este primul element din motor care cedează în exploatare.

Adecvat celor două direcții de cercetare, s-a întocmit și metodologia de încercare.

Prima etapă

Pentru rezolvarea problemei calității suprafeței s-a stabilit programul arătat în figura 2.

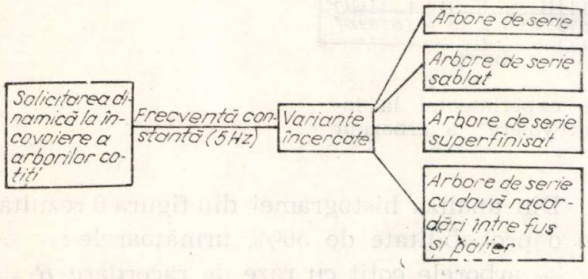


Fig. 2 Programul de încercare pentru determinarea influenței calității suprafeței arborelui cotit.

Standul utilizat este prezentat schematic în figura 3.

În figura 4 sînt prezentate variantele tehnologice încercate, iar în tabelul 1 sînt prezentate rezultatele încercărilor de laborator.

Durabilitatea arborilor cotiți este dictată, în primul rînd, de rezistența miezului și din

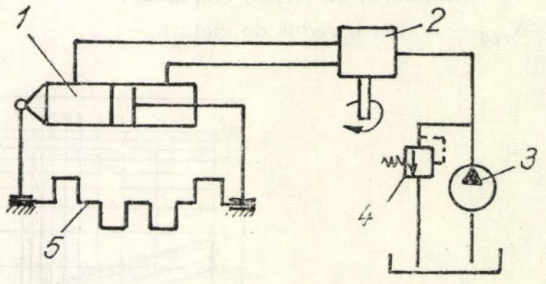


Fig. 3 Schema standului de încercare.
1 — cilindru hidraulic ; 2 — distribuitor rotativ ; 3 — pompă ; 4 — supapă ; 5 — arbore cotit.

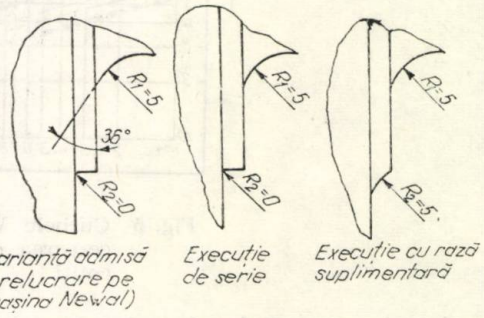


Fig. 4 Variantele tehnologice încercate.

acest motiv s-a calculat numărul redus de cicluri efectuate în fiecare arbore, ținîndu-se

Rezultatele încercărilor de laborator pentru stabilirea influenței calității suprafeței arborelui cotit

Tabelul 1

Arbore număr	Prelucrarea	M_i [daNm] la ciclu pulsant	N_c $\times 10^6$ cicluri	N_{red} $\times 10^6$ cicluri	σ_i [daN/cm²]	$\frac{\sigma_i}{\beta_k}$ [daN/cm²]	Duritate în miez [HB]	Raza de racordare [mm]		Rugozitatea [μm] R_z
								R_1	R_2	
1	sablat	1700	0,37	0,39	84	54,5	242	5	0	3,2 . . 6,3
2	superfinisat	1700	1,2	1,27	84	54,5	242	5	0	0,8
3	serie	1700	1	1	85	55,3	246 . . . 250	5	0	1,6
4	rază suplimentară	1700	1,4	0,58	107	69,5	310 . . . 313	5	5	1,6
5	Newal	1700	1	0,61	96	62,3	280 . . . 286	5	0	1,6
6	Newal	1700	0,63	0,66	84	54,5	241 . . . 243	5	0	1,6

cont de rezistența acestora, în raport cu arborele nr. 3, de serie.

Numărul redus de cicluri efectuate s-a calculat avînd în vedere următoarele :

— corespondența dintre duritate și rezistența la rupere a oțelurilor [1] ;

— ecuația curbei Wöhler :

S-au utilizat notațiile :

β_k — concentrator de eforturi unitare ;

β_k — 1,54 [2] ;

N_c — numărul de cicluri efectuate ;

N_{red} — numărul redus de cicluri.

Analizînd curbele Wöhler rezultă că se pot rezolva următoarele probleme :

a) — reducerea durabilității datorită concentratorului suplimentar de eforturi unitare ;

b) — determinarea concentratorilor de eforturi unitare cunoscînd momentul încovoietor M_i, rezistența de rupere σ_i și secțiunea periculoasă ;

c) — determinarea exponentului m al curbei Wöhler, cunoscînd σ_i și σ_0 ale materialului ;

d) — determinarea nivelului de solicitare pentru 10^4 cicluri cunoscînd duritatea materialului și respectiv σ_i.

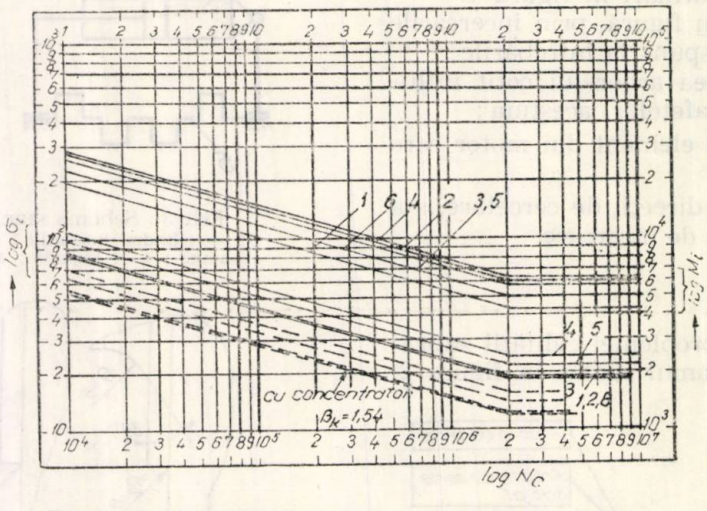


Fig. 5 Curbele Wöhler ridicate experimental la încercarea dinamică de încovoiere a arborilor cotiți.

Pe baza rezultatelor înscrise în tabelul 1 s-au trasat curbele Wöhler prezentate în figura 5, iar în figura 6 este prezentată histograma durabilității arborilor cotiți.

Din analiza histogramei din figura 6 rezultă, cu o probabilitate de 50%, următoarele :

— arborele cotit cu raze de racordare $R_1 = 5$ mm, $R_2 = 0$, superfinisate la rugozitatea

R_z = 0,8 μm, are o durabilitate cu 25% mai mare decît arborele cotit de serie, cu razele R_2=0, R_1=5 mm, rectificate la rugozitatea R_z =1,6 μm ;

— arborii cotiți cu razele de racordare R_1= = 5 mm, R_2 = 0, executați pe mașina Newal

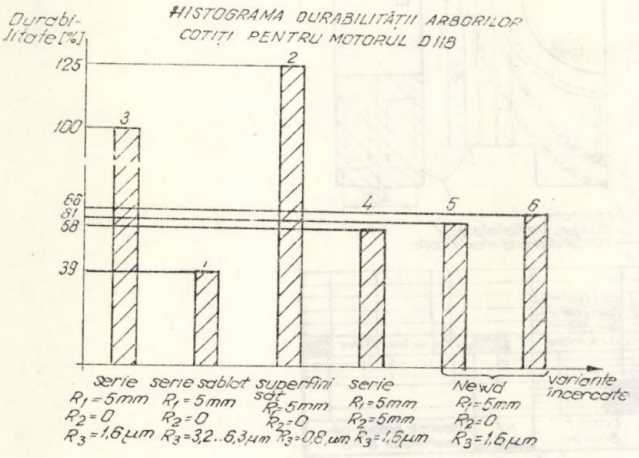


Fig. 6 Histograma durabilității arborilor cotiți.

și rectificați la rugozitatea R_z = 1,6 μm au o durabilitate cu 34 ... 39% mai mică decît arborele de serie ;

— arborele cotit cu raze de racordare sablate mentară R_2 = 5 are o durabilitate cu circa 39% mai mică decît arborele de serie ;

— arborele cotit cu raze de racordare sablate are o duritate cu 61% mai mică decît arborele cotit.

Concluzie : pentru mărirea fiabilității motorului D. 118 este necesar să se superfiniseze arbori cotiți la rugozitatea R_z = 0,8 μm,.

A doua etapă

La baza încercărilor dinamice ale sistemului **bloc motor-arbore cotit-capace paliere** au stat determinările de presiuni în timpul arderii în motorul D. 118, determinări efectuate de firma AVL-Austria [4]. Aceste presiuni au fost de maximum 85 bar la motorul de serie și de 115 bar la motorul supraalimentat.

În vederea simulării solicitărilor cauzate de aceste presiuni, s-a utilizat montajul prezentat în figura 7, montaj care a permis înregistrarea numărului de cicluri efectuate la sarcină și frecvență constante.

Modul de lucru a constat în blocarea pistoanelor **2** și **3** cu bucșe distanțiere introducerea presiunii pulsante în cilindrii **1** și **4** de la un grup de pompare.

Rezultatele acestor încercări sînt prezentate în tabelul 2.

Analizînd rezultatele înscrise în acest tabel, se constată că la motorul de serie n-au apărut defecțiuni, la presiunea pulsantă de 85 bar, încercările continuînd la presiunea de 115 bar.

Următoarea fază a încercărilor a constat în măsurarea deformațiilor palierelor la solicitarea de 115 bar.

În acest scop, s-a utilizat tot montajul prezentat în figura 7 și anume : bloc motor, arbore cotit și capace paliere de serie, sistem care a fost supus la presiune statică de 115 bar, succesiv, în fiecare cilindru.

Deformațiile au fost măsurate cu un comparator cu talpă magnetică, fixarea făcîndu-se pe blocul motor cu palpatorul pe capacul palier.

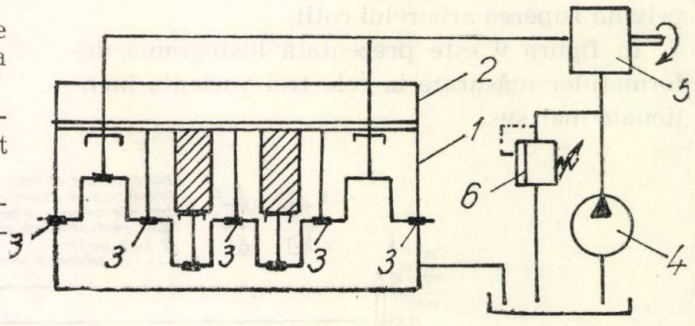


Fig. 7 Schema standului pentru încercarea dinamică a sistemului bloc motor-arbore-cotit — capace paliere.
1 — bloc motor ; 2 — chiulasa motorului ; 3 — capace paliere ; 4 — pompă hidraulică ; 5 — distribuitor rotativ ; 6 — supapa de reglare a presiunii

Menționăm că măsurarea deformațiilor capacelor paliere s-a efectuat la trei variante ;

Rezultatele încercărilor dinamice ale sistemului bloc motor-arbore cotit-capace paliere

Tabelul 2

Nr. crt.	Numărul de cicluri efectuate	Presiunea [bar] la ciclu pulsant	OBSERVAȚII
1	$3{,}2 \cdot 10^6$	85	N-au apărut defecțiuni
2	$1{,}66 \cdot 10^6$	115	S-a spart capacul palier nr. 2
3	$2{,}35 \cdot 10^6$	115	S-a spart capacul palier nr. 4
4	$7{,}35 \cdot 10^6$	115	S-a spart capacul palier nr. 1

— capace paliere de serie ;
— capace paliere întărite (variante propuse de noi — vezi fig. 8) ;

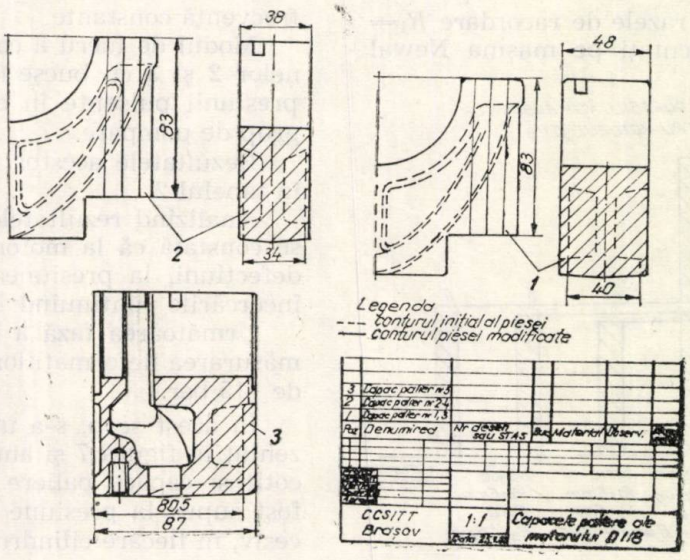


Fig. 8 Variante tehnologice de capace paliere încercate.

— motor D. 121 la care nu există reclamații privind ruperea arborelui cotit.

În figura 9 este prezentată histograma deformațiilor măsurate la cele trei variante menționate mai sus.

2. Din măsurările efectuate pe motorul D. 121, rezultă deformații mai mici la capacele paliere, măsurate în aceleași condiții de încercare.

Notă. **La acest motor nu s-au înregistrat ruperi de arbori cotiți.**

3. Utilizarea unor capace paliere cu rigiditatea mărită reduce solicitările din arborele cotit în timpul funcționării.

Pentru îmbunătățirea fiabilității motorului D. 118 trebuie să se aibă în vedere următoarele :

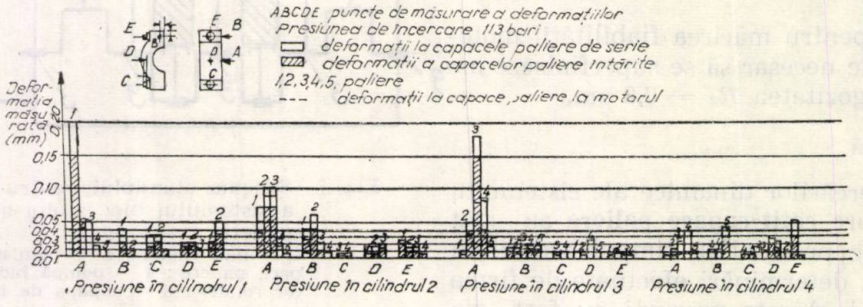


Fig. 9 Histograma deformațiilor măsurate la capacele paliere încercate.

Din analiza histogramei și a rezultatelor din tabelul **2,** se desprind următoarele **concluzii** :

1. În urma încercărilor de durabilitate efectuate pe motorul D. 118 a rezultat faptul că elementele cele mai slabe ale ansamblului sînt capacele paliere nr. 1, 2 și 4, fapt confirmat și de rezultatele din referatul AVL nr. R 164 [4].

Observație. **Calitatea materialului indicată de AVL este fontă cenușie de înaltă calitate, iar materialul utilizat în prezent pentru turnarea capacelor paliere este F_C 270.**

a. echiparea motorului cu un arbore cotit care are razele de racordare superfinisate la rugozitatea $R_z = 0{,}8$ μm ;

b. echiparea motorului cu capace paliere întărite ca formă și calitate de material.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x : Norma ZF 86/1958.
[2] *Buzdugan Gh.* : Calculul de rezistență al pieselor de mașini. București, Editura tehnică, 1979.
[3] *x x x* : Studiile C.C.S.I.T.T. nr. 40618 80, 40624/80, 40630/80.
[4] *List, H.* : Studiul AVL, nr. R 164.

CZ : 621.431

Influența rigidității capacelor lagărelor asupra reacțiunilor care apar în palierele arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă

Conf. dr. ing. Ioan **GOIA**, asist. ing. Mihai **ULEA** — Universitatea Brașov
Ing. Ioan Orest **VLASE** — I.P.A. București

În calculele de proiectare rigiditatea lagărelor paliere ale motorului nu este luată în considerare.

Lucrarea își propune studiul influenței rezemării elastice în cazul arborilor cotiți ai motoarelor.

Pentru un arbore cu $n+1$ manetoane, problema determinării reacțiunilor în paliere se reduce la rezolvarea unui sistem static nedeterminat, gradul de nedeterminare fiind n [1], figura 1.

unde am notat :

$$[\alpha]=\begin{bmatrix}\alpha_{11}\alpha_{12}\dots\alpha_{1n}\\ \alpha_{22}\dots\alpha_{2n}\\ \vdots\\ SIM\\ \alpha_{nn}\end{bmatrix};\quad [\gamma]=\begin{bmatrix}\gamma_{11}\gamma_{12}\dots\gamma_{1,n+1}\\ \gamma_{21}\gamma_{22}\dots\gamma_{2,n+1}\\ \vdots\\ \gamma_{n,1}\quad\gamma_{n,n+1}\end{bmatrix}$$

α_{ij} reprezintă deplasări în lagărul i date de forțe unitare acționînd în lagărul j în planul xOz, iar γ_{ij} reprezintă deplasări în lagărul i

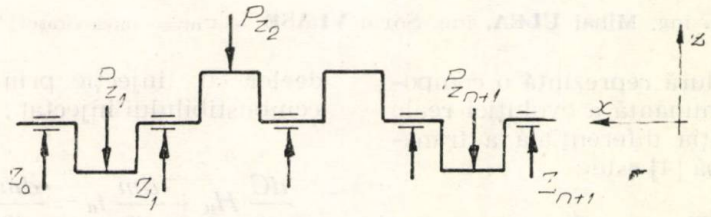


Fig. 1 Reacțiunile în paliere.

Deoarece rigiditatea lagărelor este minimă în direcția blocului motor, vom lua în considerare numai deformațiile pe verticală în sensul rigidității minime (fig. 2).

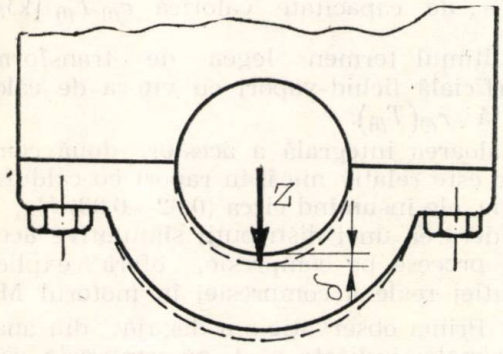


Fig. 2 Deformațiile pe verticală în sensul rigidității minime.

În cazul unor reazeme rigide proiecțiile după axa Oz ale forțelor exterioare și reacțiunilor duc la ecuațiile canonice ale metodei forțelor :

$$[\alpha]\{z\}^0+[\gamma]\{P_z\}=\{0\} \tag{1}$$

date de forțe unitare aplicate în manetonul j în planul xOz.

$$\{Z\}^0=\{Z_1Z_2\dots Z_n\}^T$$

este vectorul componentelor reacțiunilor după axa Oz și :

$$\{P_z\}=\{P_{z_1}P_{z_2}\dots P_{z_n}\}^T$$

este vectorul proiecțiilor pe axa Oz a forțelor ce acționează în manetoane.

Sistemul se rezolvă obținîndu-se :

$$\{Z\}^0=-[\alpha]^{-1}[\gamma]\{P_z\} \tag{2}$$

Scriind deformațiile lagărelor ca fiind proporționale cu reacțiunile respective sistemul (1) devine :

(3)

$$[\alpha]\{Z\}+[\gamma]\{P_z\}=\frac{1}{K}\{Z\};\quad \{\delta\}=\frac{1}{K}\{Z\},$$

sau

$$\left([\alpha]-\frac{1}{K}[I]\right)\{Z\}+[\gamma]\{P_z\}=\{0\} \tag{4}$$

cu soluția :

$$\{Z\} = -\left([\alpha] - \frac{1}{K}[I]\right)^{-1}[\gamma]\{P_z\} \qquad (5)$$

Relațiile (5) au fost aplicate la calculul reacțiunilor la un motor cu 4 cilindri, în linie, cu deformațiile lagărelor măsurate de ordinul 10^{-3} mm.

Analizînd reacțiunile obținute în situația cu lagăre rigide și în cazul lagărelor deformabile, se constată o influență sensibilă a deformațiilor lagărelor paliere asupra valorilor și sensului reacțiunilor. Astfel, pentru anumite poziții ale arborelui cotit, valorile se pot dubla.

Rezultă necesitatea considerării, în calculul de proiectare, a rigidității capacelor paliere la motoarele cu ardere internă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cosereanu, I., Goia, I., Vlase, S., Mihălcică, V.* : Metoda transmiterii nodale utilizată la ridicarea nedeterminărilor arborelui cotit, St. Cerc. Mec. Apl., nr. 4, 1980.

[2] *Ulea, M., Vlase, S., Mihălcică, V., Andonie, R.* : Influența jocurilor asupra reacțiunilor care apar în palierele arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă. În lucrările Ses. „Creativitatea în constr., fabr. și expl. automobilelor" Vol. II, p. 313, Pitești, 1979.

CZ : 621.436

Considerații privind schimbul de căldură gaz — perete în motoarele diesel cu procedeul HM

Dr. ing. Mihai C. **TOFAN**, ing. Mihai **ULEA**, ing. Sorin **VLASE** — Universitatea Brașov

1. Schimbul de căldură reprezintă o componentă energetică determinantă a evoluției reale a ciclului motor. Ecuația diferențială a transformării energetice după [4] este :

$$\frac{dC}{d\theta}H_u + \frac{dm}{d\theta}i_a = \frac{dm}{d\theta}i_{ev} + \frac{d}{d\theta}(m_\theta u_\theta) + p_\theta\frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_s}{d\theta}, \qquad (1)$$

unde în ordinea angajării, termenii reprezintă viteze de :

— degajare a căldurii de reacție (legea de ardere) a combustibilului de putere calorifică H_u [kJ/kg ciclu] ;

— umplere cu aer de entalpie la aspirație i_a [kJ/kg] ;

— golire a produselor de ardere cu entalpia i_{ev} [kJ/kg] ;

— modificarea energiei interne a conținutului instantaneu ;

— modificare a volumului de lucru la presiunea instantanee ;

— transfer a căldurii de la gaz la perete (legea de schimb) [kJ/°RA].

În urma cercetărilor întreprinse, acordăm o pondere deosebită unor termeni noi, a căror prezență nu o constantăm ascunsă în cel de al patrulea termen al ecuației (1), asociat în [4] doar vitezei energiei interne a „gazului" din cilindru, și explicitați în ecuația proprie procedeelor cu injecție prin termenii 7,8, asociați combustibilului injectat :

(2)

$$\frac{dC}{d\theta}H_u + \frac{dm}{d\theta}i_a = \frac{dm}{d\theta}i_{ev} + \frac{d}{d\theta}(m_\theta u_\theta) + p_\theta\frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_s}{d\theta} + \frac{d}{d\theta}(C_{inj}C_{i\theta}T_{i\theta} + r_{i\theta}C_{ev}),$$

termenul 7 reprezintă legea de absorbție a căldurii prin combustibilul injectat cu viteza $\frac{dC_{inj}}{d\theta}$, de capacitate calorică $c_{i\theta}T_{i\theta}$ [kJ/kg], iar ultimul termen legea de transformare superficială lichid-vapori cu viteza de căldură latentă $r_{i\theta}(T_{i\theta})$.

Valoarea integrală a acestor două componente este relativ mică, în raport cu căldura de reacție, ele însumînd circa (0,02—0,03) H_u, dar considerarea unei distribuții simulative acestor două procese pe compresie, oferă explicația evoluției reale a compresiei în motorul MAN.

2. Prima observație s-a degajat din analiza diagramelor indicate p—V pe compresie, reprezentată prin variația exponentului politropic pe această fază a ciclului (fig. 1) printr-un arc de parabolă în funcție de temperatura instantanee, dreaptă în coordonatele log $(n-1)$, log $\left(1-\frac{T}{T_c}\right)$ unde T_c reprezintă temperatura unei compresii fără ardere la un exponent mediu.

Această evoluție, evidențiată de politropa reală, reclamă diferențe inexplicabile prin legile de schimb de căldură, evidențiind de la început existența unui adiabastim aparent propriu unei camere reci (cca 520 K).

Această căldură am asociat-o procesului de formare a amestecului gaz-lichid.

La acest moment s-a impus cu necesitate explorarea și a altor legi de schimb, în care literatura ultimilor 30 de ani abundă. Au fost

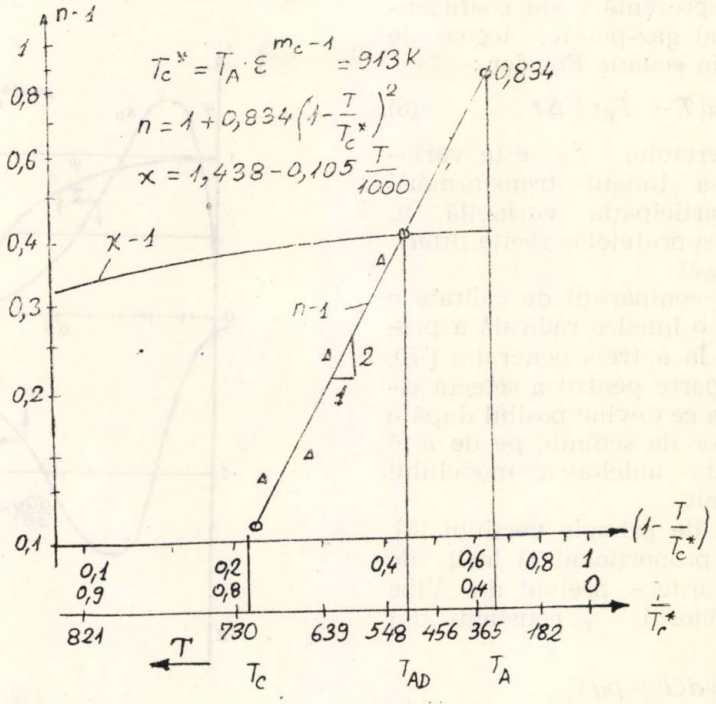


Fig. 1 Variația exponentului politropic pe compresie.

Figura 2 compară distribuția căldurii schimbate pe compresie, prin angajarea legii de schimb Nüsselt, cu schimbul asociat politropei de exponent variabil dedus din analiza compre-

selectate pe lîngă legi de schimb de proveniență mai veche [2, 10] :

$$\alpha = C_1 p^{2/3} T^{1/3} \quad \text{(Nüsselt-Tyen)} \qquad (3)$$

$$\alpha = C_2 p^{1/2} T^{1/2} \quad \text{(Eichelberg)} \qquad (4)$$

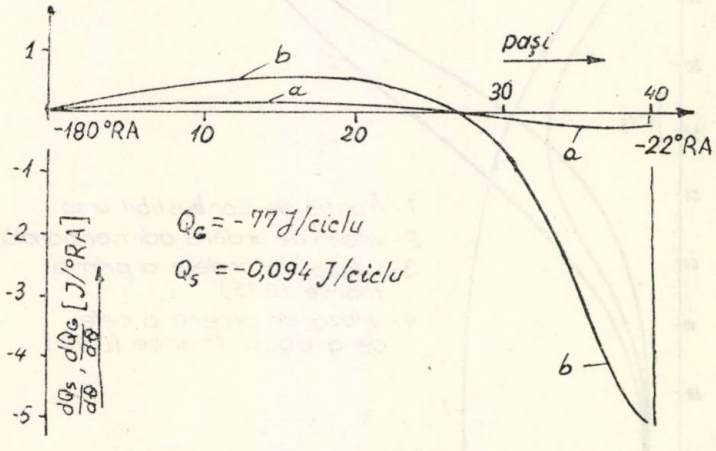


Fig. 2 Comparația între căldura schimbată cu una din ipotezele de schimb (Nüsselt) cu cea generată în compresia reală.

siei reale (b). Dacă legea de schimb parțial gaz-perete permite evacuarea căldurii de 0,1 J/ciclu, în procesul simulativ al politropei de compresie se generează o căldură de circa 77 J/ciclu.

și unele de dată recentă [1, 3, 6, 7, 11, 12—14] :

$$\alpha = C_3 p^{0{,}786} T^{-0{,}82} \quad \text{(Woschni)} \qquad (5)$$

$$\alpha = C_4 p^{0{,}8} T^{-0{,}62} \quad \text{(Grünwald)} \qquad (6)$$

care s-au dovedit sensibil echivalente. Pentru extinderea comparației s-a propus o lege de schimb de proveniență volumică :

$$\alpha = C_5\left(\frac{p}{T}\right) \tag{7}$$

În baza acestor reprezentări ale coeficientului de schimb parțial gaz-perete, legea de schimb se exprimă prin ecuația Fourier :

$$\Delta Q_s = -\alpha(T - T_p) F \Delta t \tag{8}$$

în care temperatura peretelui T_p este variabilă prin program de-a lungul transformării ciclice, funcție de participația variabilă în conturul de control a suprafețelor răcite diferit (chiulasă, piston, cămașă).

3. În vederea unei comparații de calitate a schimbului, s-a impus o înnoire radicală a programului ajuns astfel la a treia generație ('70, '75, '81) [8], pe de o parte pentru a selecta cicluri comparabile, ceea ce devine posibil după o normare a distribuțiilor de schimb, pe de altă parte pentru a garanta unicitatea modelului matematic-termodinamic.

În acest sens, față de primele versiuni [8], s-e eliminat cuplajul proporțional al legii de schimb cu legea de ardere, preluat din Vibe [11] și descris prin factorul ψ constant din ecuația de ardere :

$$\begin{aligned} \psi dQ_H &= dU + pdV \\ dQ_S &= (1 - \psi) dQ_H \end{aligned} \tag{9}$$

Este evident că cele două legi — cea de ardere și cea de schimb — nu sînt independente, dar conexiunea lor nu poate fi blocată prin relația (9) decît introducînd o deformare a variabilei temporare. În noua organizare cele două legi sînt decuplate, subordonate stării precedente, participînd independent la definirea parametrilor stării finale p, T, dintr-un element de proces finit, și după cum era de așteptat, inconsistență semnalată deja în comunicarea [9] și conservată încă de numeroase modele, de exemplu [5].

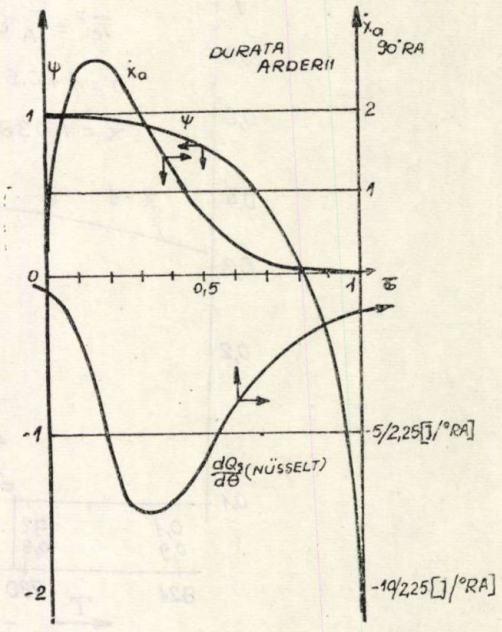


Fig. 3
a — comparația între o lege de ardere Xa și o lege de schimb de-a lungul procesului de ardere ;

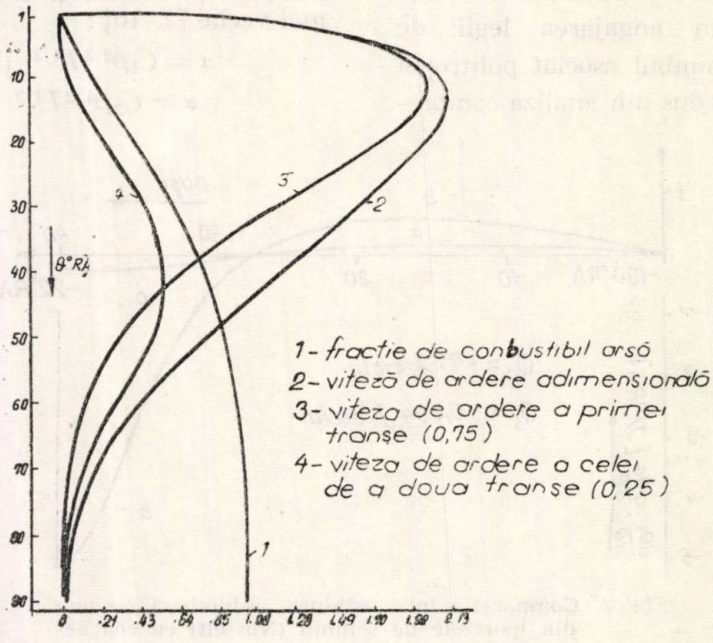


Fig. 3
b — suprapunerea a două distribuții Vibe pe ardere.

tat, fracția de căldură angajată în transformare, în una din ipotezele de schimb redate în figura 3, variază sensibil de-a lungul arderii.

Figura 3 b ilustrează o suprapunere a două distribuții cinetice Vibe (de tip Weibull), dezvoltată pentru simularea arderii peliculare în procedeul MAN.

Algoritmul de normare a legilor de schimb a permis o alunecare pe axa variației constantei de proporționalitate, în reprezentare logaritmică cu pas constant (întregul schimb se intensifică de la pas la pas, cu factorul constant 1, 2), punînd de la început în evidență, în figura 4, scăderea monotonă a randamentului indicat odată cu intensificarea schimbului și, în figura 5, modificarea structurii schimbului de căldură pe diferitele faze ale procesului motor.

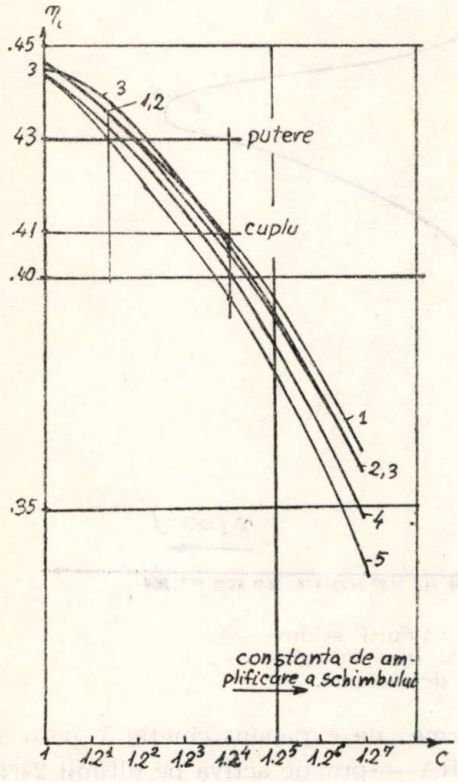


Fig. 4 Variația randamentului indicat η_i cu amplificarea schimbului în cele cinci ipoteze de legi de schimb.

Se constată o evidentă asemănare a legilor de schimb antrenate în comparație (a nu se uita continuarea posibilă a alunecării de-a lungul axei C, pînă la o și mai bună suprapunere). Această asemănare trebuie însă restrînsă doar la nivelul randamentului indicat, asociat evoluției din subspațiul comportării mecanice p, V, structura schimbului rămînînd sensibil diferențiată în subspațiul corodonatelor termice T, s.

Dar nici una din legile de schimb antrenate în program nu acoperă evacuarea prin schimb a căldurii generate în politropa de compresie reală din figurile 1 și 2, prin oricare din cele cinci legi de schimb realizîndu-se un trasfer sub 1J/ciclu, deci circa 1% din cei 77J/ciclu generați în compresia reală.

4. S-a aprofundat studiul printr-o reorganizare adecvată a programului, în sensul unei sinteze de comparație a legilor de schimb și, după cum se întrevedea din figura 4, coincidența prin alunecare la nivelul parametrului global mecanic — randamentul indicat — se extinde cu mare precizie la nivelul parametrilor instantanei p, V.

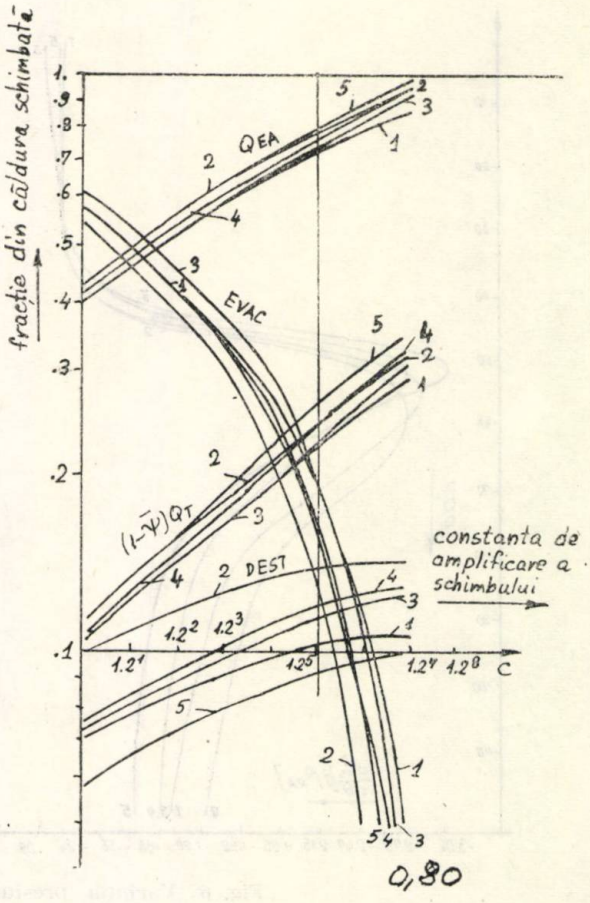


Fig. 5 Variația structurii căldurii schimbate în cadrul celor cinci ipoteze de schimb.

Au fost antrenate în comparație doar cicluri cu același randament termic indicat. Diferențele între presiunile instantanee sînt practic insesizabile, producîndu-se între a treia și a patra cifră semnificativă (fig. 6). Diferențele între vitezele de schimb sînt însă sesizabile și în reprezentările discrete ridicate pe calculator, dintre care au fost reținute doar cele asociate unui ciclu cu $\eta_i = 0{,}41$, corespunzătoare regimului de cuplu maxim.

Figura 7 ilustrează aceste aspecte doar pe faza de compresie.

Concluzia se degajă evident. Dispersia introdusă prin diferite legi de schimb, construite pe informaţii privind evoluţia temperaturilor gazului şi peretelui, se condensează puternic la nivelul răspunsului mecanic. Astfel spus, o evoluţie mecanică unică ascunde în spatele ei multiformitatea izolării termice a sistemului termodinamic.

de căldură care urmează să absoarbă cei 77J/ciclu a fost modelat printr-o reacţie endotermă similară unei arderi Vibe. Programul, orientat în suprapunerea distribuţiei endoterme, modifică intensitatea acesteia pînă la atingerea presiunii de compresie reale, cu precizie de 0,01 bari la sfîrşitul compresiei. Intesitatea reacţiei

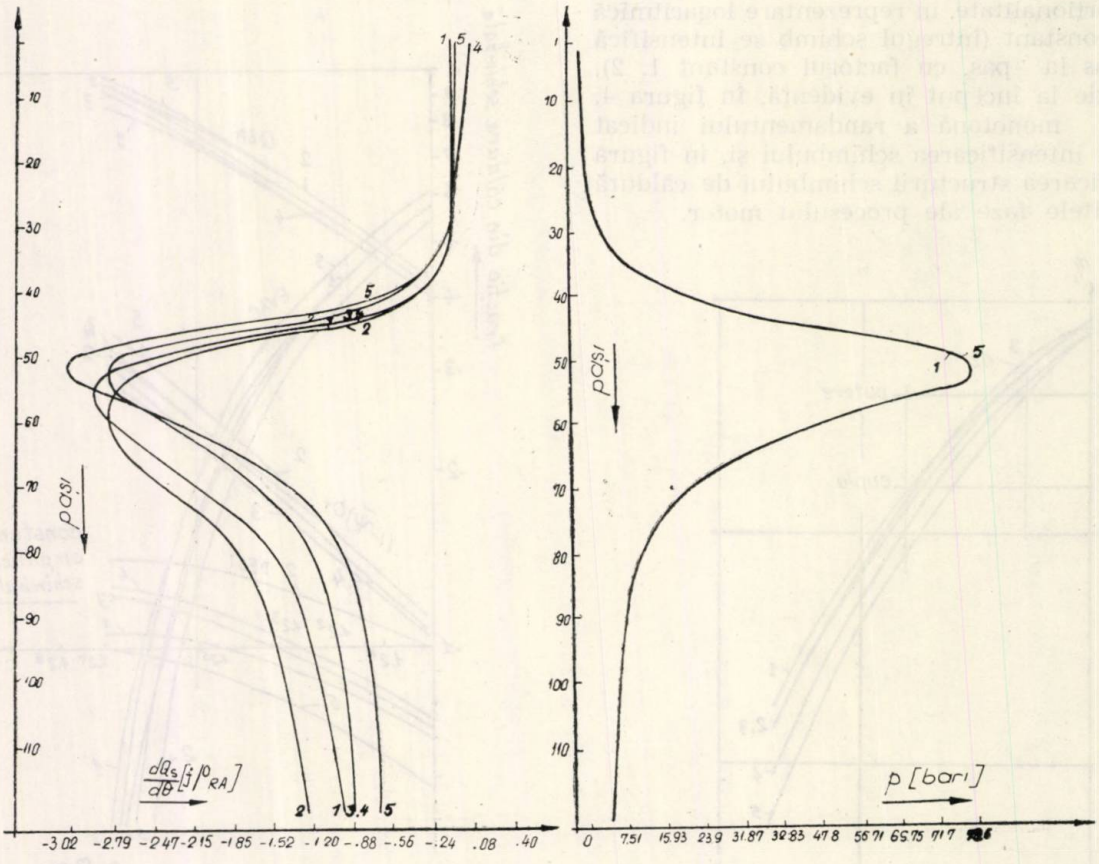


Fig. 6 Variaţia presiunii şi vitezei căldurii schimbate de-a lungul transformării în spaţiu închis în cele cinci ipoteze de schimb.

Schimbul de căldură este reprezentat, ca flux de căldură, prin conturul de control, variabil ca suprafaţă şi temperatură. El poate fi reprezentat ca un cuplu disipativ punînd în acest fel în evidenţă o presiune de frecare :

$$\frac{dQ_s}{d\theta} = Cf_r = pf_r \frac{dV}{d\theta} \qquad (10)$$

Această presiune de frecare reprezentată în figura 8 ; de-a lungul unor cicluri cu $\eta_i = 0{,}42$ respectiv 0,43 are valori extreme în jurul PMI.

5. Acordarea evoluţiei presiunii calculate cu evoluţia compresiei reale nu poate fi realizată decît prin introducerea unui absorbitor de căldură. Cum toţi termenii ecuaţiilor (1) şi (2) trebuie interpretaţi ca distribuţii, acest puţ endoterme de exponent cinetic 5, pe o durată de 60°RA — practic activă pe ultimii 24°RA — este de 70J/ciclu, reprezentînd 3,74% din căldura reacţiei exoterme de ardere.

Figura 9 redă presiunile, vitezele de schimb şi exponenţii politropici pe compresia însoţită de această distribuţie endotermă.

Din figura 10, care reprezintă presiunea şi vitezele de schimb de-a lungul procesului în spaţiu închis, se degajă clar faptul că vitezele de absorbţie din acest proces endoterm sînt comparabile cu cele de schimb pe durata arderii, ceea ce arată natura lor fizică diferită. Valorile integrale ale căldurii schimbate pe ardere şi cea a procesului endoterm asociat termenilor 7 şi 8 din ecuaţia (2) sînt în raportul 4 : 1.

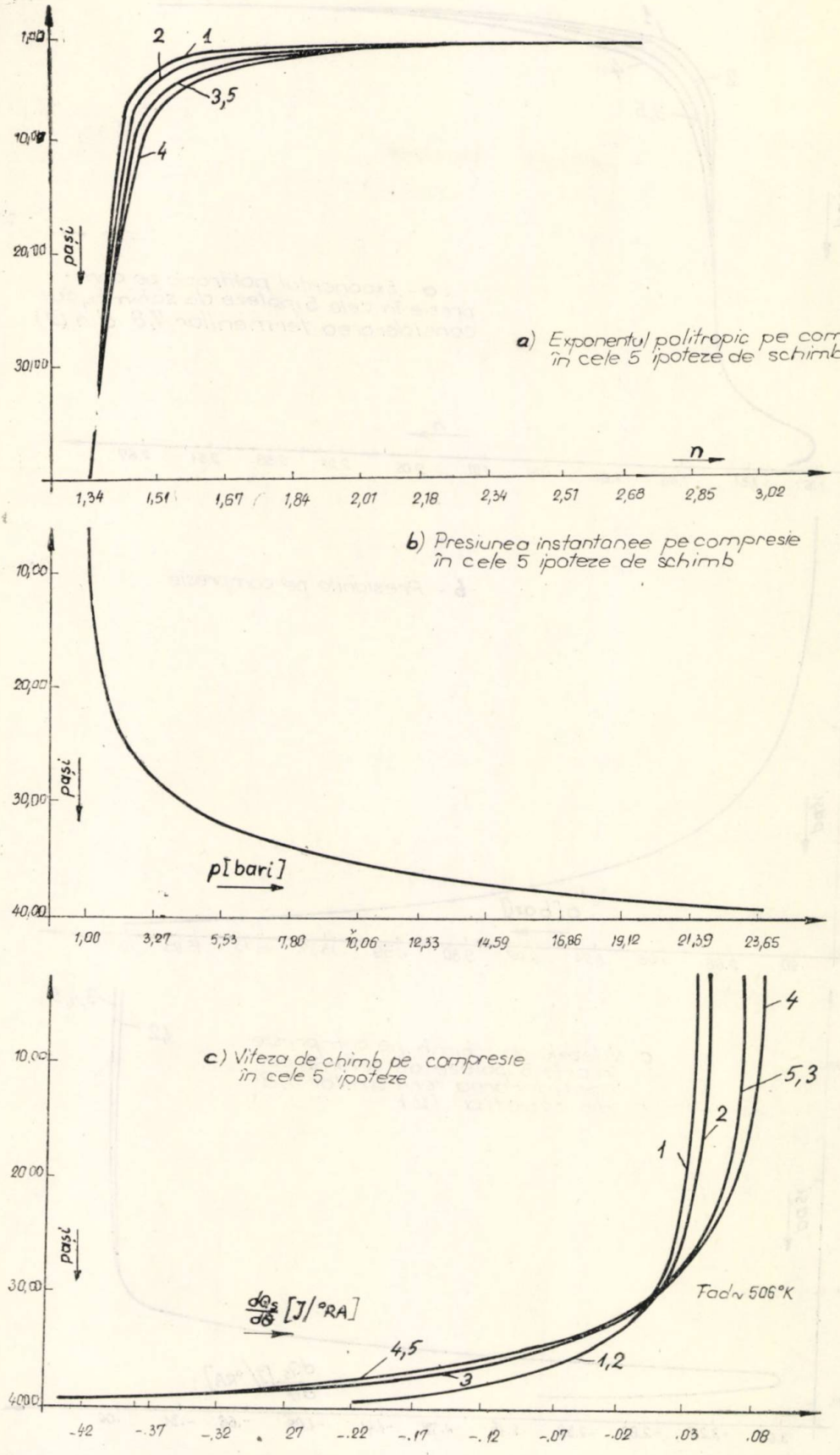


Fig. 7 Comparația pe compresie.

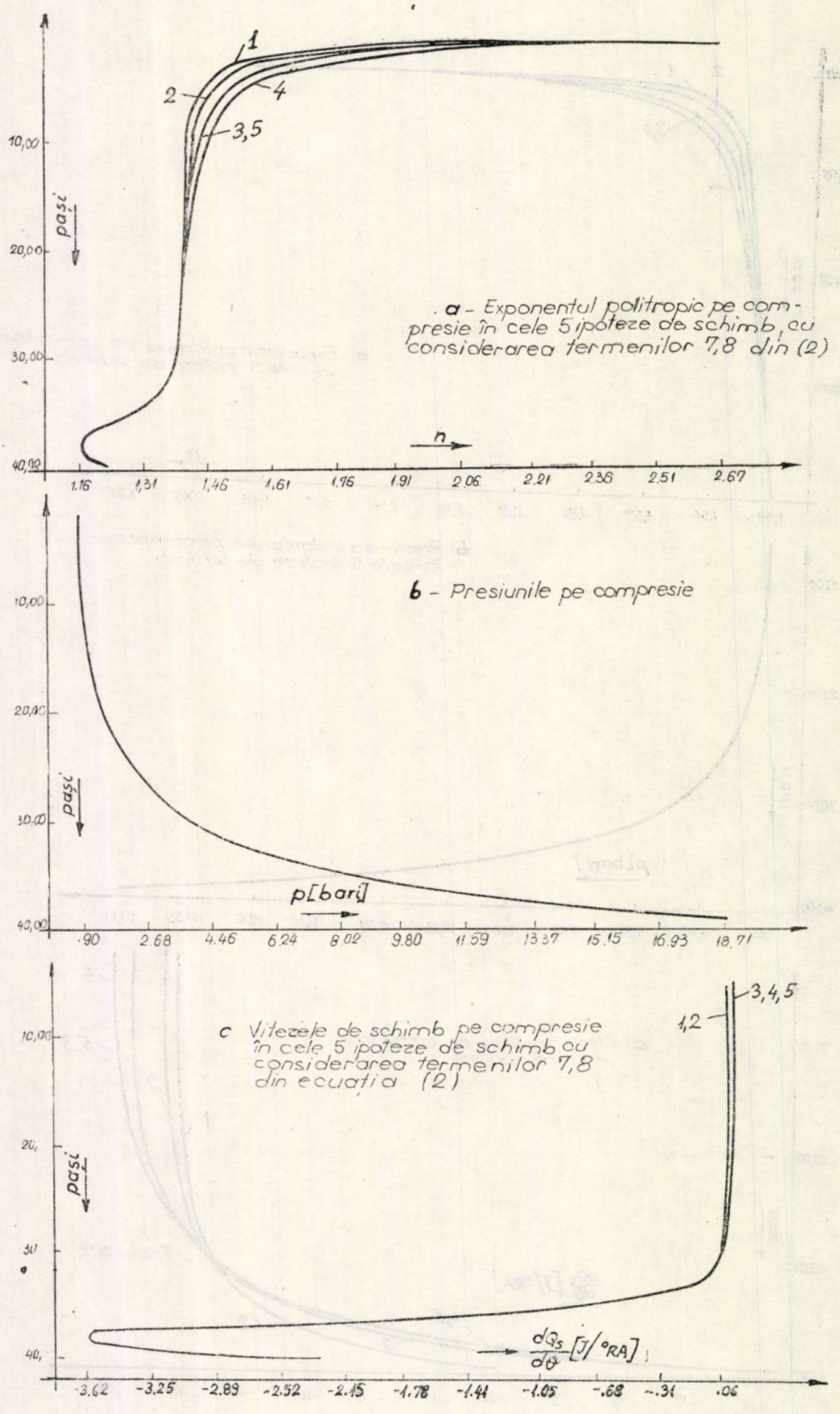


Fig. 9 Compresia cu legea de formare a amestecului.

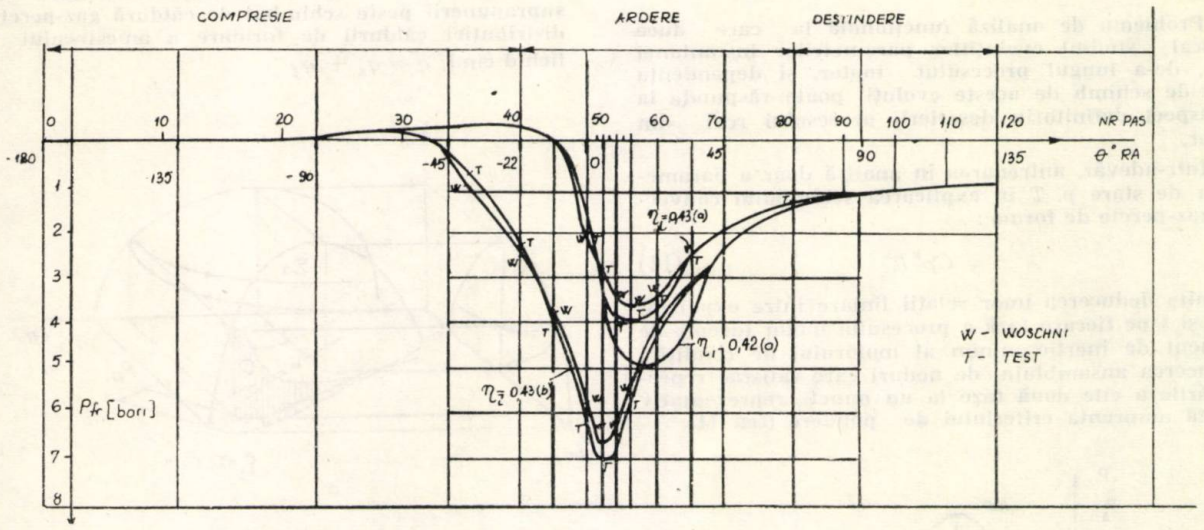


Fig. 8 Presiunea de frecare de-a lungul procesului motor.

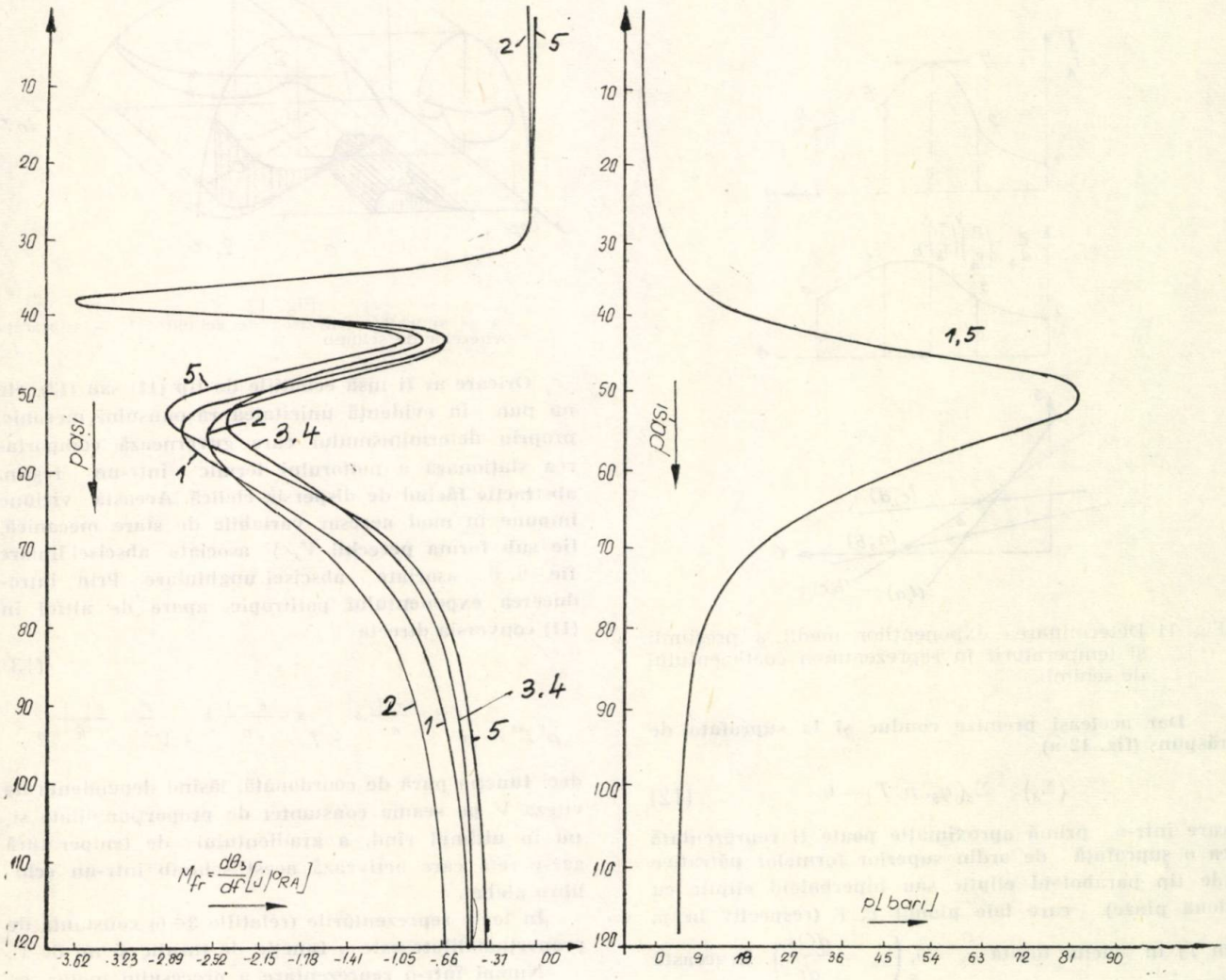


Fig. 10 Variaţia presiunii şi vitezei căldurii schimbate de-a lungul transformării, cu legea de formare a amestecului.

Concluzii

Problema de analiză funcțională la care duce natural studiul evoluțiilor parametrilor instantanei p, T, de-a lungul procesului motor, și dependența legii de schimb de aceste evoluții poate răspunde la un aspect definitoriu descrierii procesului real din motor.

Într-adevăr, antrenarea în analiză doar a parametrilor de stare p, T în explicarea schimbului convectiv gaz-perete de forma :

$$\alpha = Cp^r T^s \qquad (11)$$

permite deducerea unor relații liniare între exponenții r și s pe fiecare fază a procesului motor (drepte de moment de inerție minim al motorului de condiții). Reducerea ansamblului de noduri care satisfac reprezentările a cîte două faze la un punct reprezentativ poartă amprenta criteriului de pondere (fig. 11).

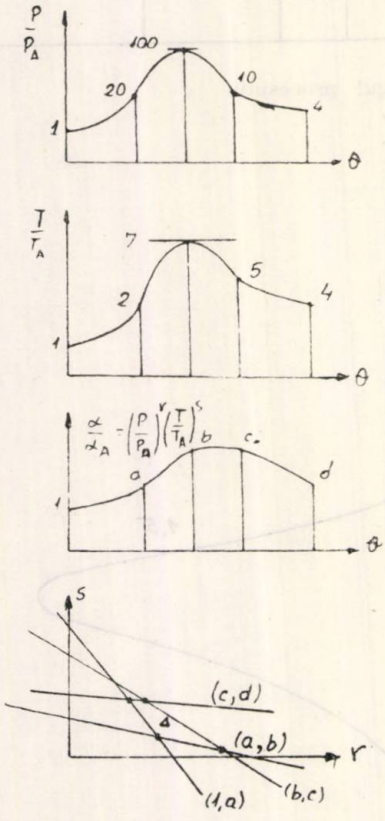


Fig. 11 Determinarea exponenților medii a presiunii și temperaturii în reprezentarea coeficientului de schimb.

Dar aceleași premize conduc și la suprafața de răspuns (fig. 12 a)

$$(\Sigma_s): \quad \Sigma_s(\dot{q}_s, p, T) = 0 \qquad (12)$$

care într-o primă aproximație poate fi reprezentată ca o suprafață de ordin superior formelor pătratice (de tip paraboloid eliptic sau hiperboloid eliptic cu două pînze), care taie planul p, T (respectiv în p, în T) în ciclul limită $\dot{q}_s = 0$, $\left(\dot{q}_s = \frac{dQ_s}{dt}\right)$. În această reprezentare, ciclul real este intersecția între cilindrul vertical, care are ca generatoare ciclul real, și suprafață (12).

Figura 12 b redă, în aceleași coordonate, cazul suprapunerii peste schimbul de căldură gaz-perete a distribuției căldurii de formare a amestecului gaz lichid cînd $\dot{q} = \dot{q}_s + \dot{q}_f$.

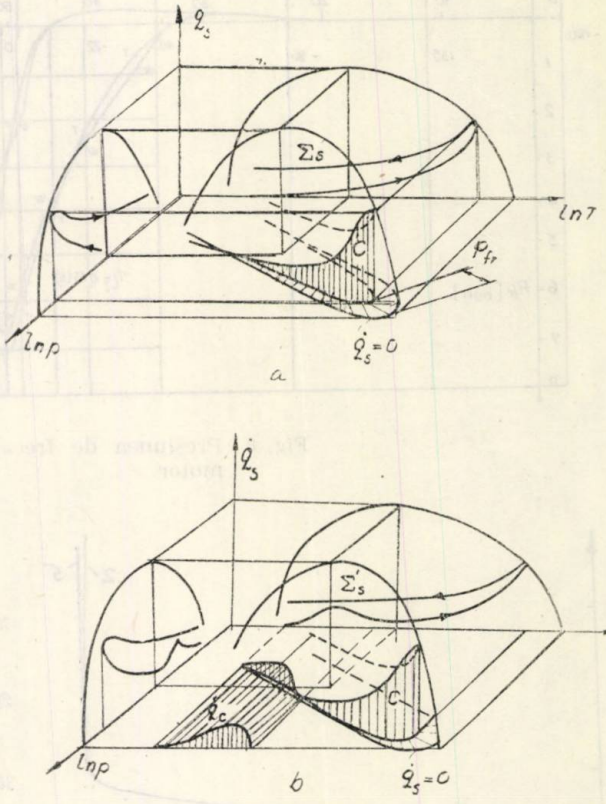


Fig. 12
a — suprafața vitezelor de schimb ; b — suprafața vitezelor de schimb.

Oricare ar fi însă ecuațiile de tip (11) sau (12), ele nu pun în evidență unicitatea răspunsului mecanic, propriu determinismului care guvernează comportarea staționară a motorului termic într-un regim, abstracție făcînd de dispersia ciclică. Această viziune impune în mod necesar variabile de stare mecanică, fie sub forma perechii V, $\dot{V}$ asociate abscisei liniare fie θ, $\dot{\theta}$ asociate abscisei unghiulare. Prin introducerea exponentului politropic, apare de altfel în (11) conversia directă

$$p^r T^s \sim p^{r + \frac{n-1}{n} s} \sim T^{s + \frac{n-1}{n} r} \sim V^{\frac{r}{n} + \frac{n-1}{n} \frac{s}{n}}, \qquad (13)$$

deci funcția pură de coordonată, lăsînd dependența de viteza $\dot{V}$ pe seama constantei de proporționalitate și, nu în ultimul rînd, a gradientului de temperatură gaz-perete care activează acest schimb într-un echilibru global.

În toate reprezentările (relațiile 3÷6) constanta de proporționalitate este o funcție de turație și nu de $\dot{V}$.

Numai într-o reprezentare a procesului motor, ca proces dinamic determinist, se poate defini funcția potențial a ciclului motor, devenind accesibil studiul motoarelor optimale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Grünwald, B.* : Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici. Editura Tehnică, București, 1966.

[2] *Eichelberg, G.* : Untersuchungen eines hochlaufenden Diesel-motors. Z. VDI. Bl. 53, 1951.

[3] *Grünwald, B.* : Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere, Editura Didactică și Pedagogică, 1980.

[4] *List, H.* : Betrachtung konstruktiver Probleme neuzeit lichen Dieselmotern, MTZ, 1972, pag. 100.

[5] *Lustgarten, G. A.* : Theoretische Betrachtungen zur Auslegung des Dieselkreisprozesses unter Konstanthaltung der Spritzendrucks, MTZ, 7, 1972, pag. 275.

[6] *Ionescu, A.* : Cercetarea transferului de căldură în motoarele cu combustie internă. Teză doctorat, I. P. Brașov, 1971.

[7] *Pattas, K.* : Thermische Belastung des Zylinderkopfes von Hochleistungs — Dieselmotoren, MTZ, 10, 1974, pag. 314.

[8] *Tofan, M. G., Ulea M.* : Generarea ciclului motor, MAC, MAS pe calculator, Buletinul Universității din Brașov, vol. XIX B, 1977, pag. 53.

[9] *Tofan, M. C., Ulea, M.* : Călduri de transformare și călduri schimbate în motoarele cu ardere internă, Universitatea Brașov, a II-a Conferință CONAT noiembrie 1976 — comunicare.

[10] *Tyen, H. W.* : Methode zur Berechnung von Zylinderbüchsentemperaturen in Dieselmotoren, T. H. Deft, 1962.

[11] *Vibe, I. I.* : Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren, Berlin, VEB — Verlag Technik, 1970.

[12] *Woschni, G* : Einfluss des Brenngesetzes auf den Druckverlauf und Wärmeübertragung in Dieselmotoren, MAN — Forschungsheft, 11, 1963.

[13] *Woschni, G.* : Beitrag zum Problem der Wärmebelastung in Verbrennungsmotoren, MTZ, 4, 1965.

[14] *Woschni, G.* : Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, MTZ, 12, 1970, pag. 491.

CZ : 621-755

Mașina pentru echilibrarea dinamică a arborilor cardanici, în două și trei planuri

Ing. Vasile **OPREA**, ing. Vasile **POMANĂ**, ing. Adrian **ILIESCU**, subing. Ioan **LUNGU**, ing. Corneliu **REGMAN**, tehn. Vasile **CUIBUȘ** — C.C.S.I.T.T. Brașov

Generalități

Lucrarea se referă la o mașină de echilibrat dinamic arbori cardanici, proiectată la C.C.S.I.T.T. Brașov, executată la C.C.S.I.T.T. Brașov în colaborare cu I.R.A. Timișoara, omologată în anul 1980 introdusă în fabricația de serie la I.R.A. Timișoara, căreia i s-a acordat certificatul de inovație nr. 210/81 de către M.T.Tc. și premiul III pe ramură la Festivalul Național Cîntarea României. Mașina este concepută pentru echilibrarea în 2 și 3 plane, avînd două seturi de instrumente de măsură pentru indicarea amplitudinii și poziției unghiulare, a masei de dezechilibru, cu posibilitatea memorării acestora pe timpul pauzei și un instrument pentru indicarea turației arborelui de echilibrat.

Caracteristici tehnice :

— capacitatea de încărcare a fiecărui reazem maximum 50 daN ;
— distanța între flanșe . . (700—3500) mm ;
— diametrul flanșei arborelui de echilibrat 80 mm ; (∅120 mm ÷ ∅150 mm)
— turația de echilibrare (1000—3500) rot/min ;
— domeniul de măsură poziție unghiulară : (0—360)° continuu ;
— domeniul de măsură amplititudine (0—300) g, continuu și în trepte ;
— grosimea plăcuței de compensare max. 2,5 mm ;
— presiune aer de lucru . . . 6 daN/cm²
— presiune apă răcire . . . . 2 daN/cm²
— dimensiuni de gabarit 5500x1665x3050 mm ;
— tensiunea de alimentare . . 380 V/50 Hz ;
— putere instalată . . . . . 80 KVA ;
— puterea totală de racord . . 160 KVA

Componente principale

Mașina are următoarele componente principale, conform figurii 1.

1. batiu asamblat ;
2. grup antrenare ;
2. ax. cardanic ;
4. reazim elastic fix ;
5. reazim elastic mobil ;
6. reazim mijloc mobil ;
7. apărătoare ;
8. suport pupitru ;
10. protecție ;
11. post sudură ;
14. vectormetru ;
16. generator implusuri ;
18. transformator sudură.

Principiul de lucru al mașinii

Mașina lucrează pe principiul reazemelor elastice, deasupra primei turații proprii. Atunci cînd cardanul este antrenat la turația de echi-

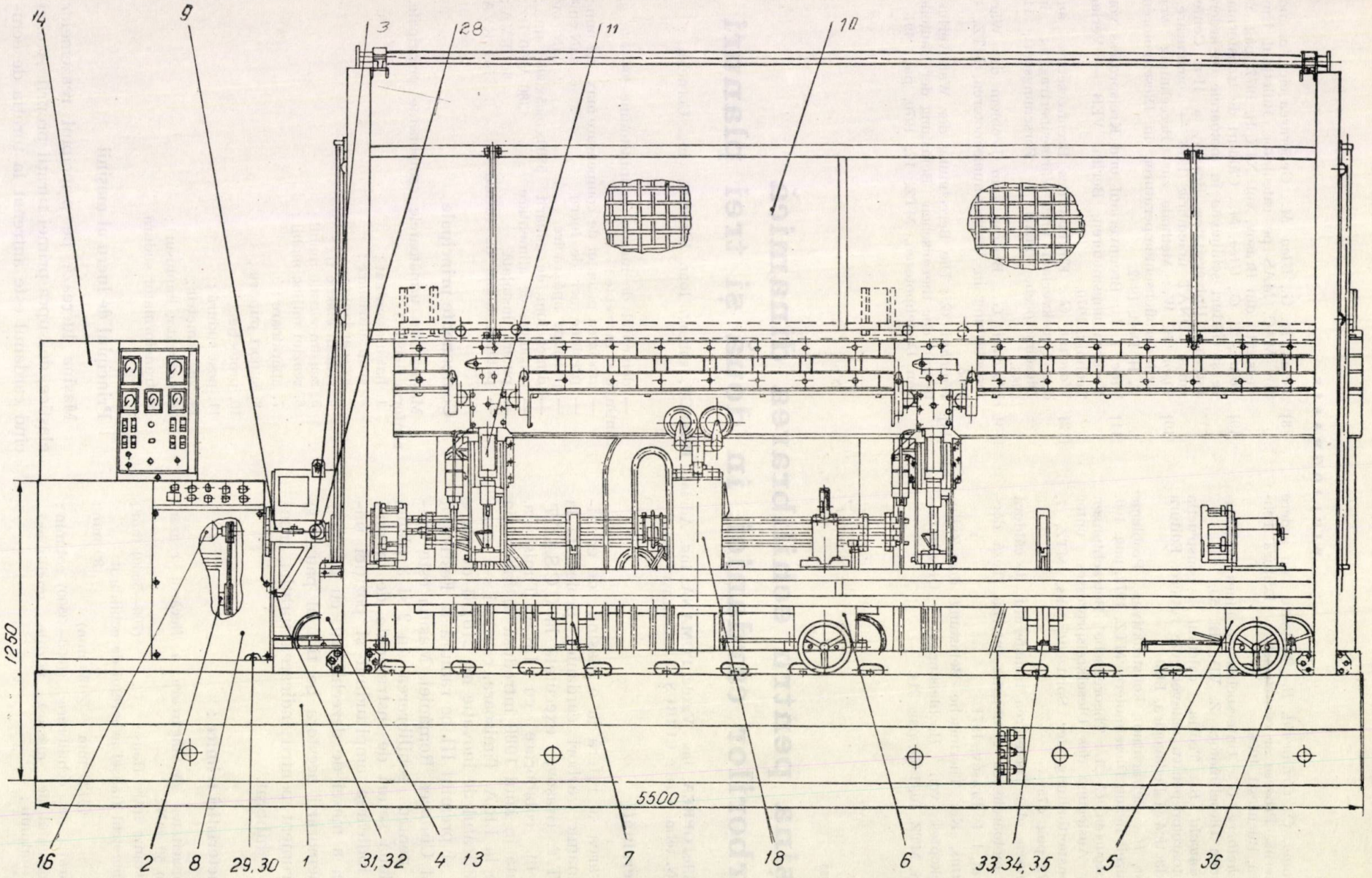


Fig. 1 Componentele principale ale mașinii pentru echilibrarea dinamică a arborilor cardanici în 2 și 3 planuri.

librare, forțele de dezechilibru produc deplasări ale reazemelor, conform ecuațiilor de forma :

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + ox_3 =$$
$$b_{11}U_1 + (1—b_{12})\ U_2 + OU_3$$
$$a_{12}X_1 + a_{22}X_2 + a_{23}X_3 =$$
$$= (1 — b_{11})\ U_1 + b_{22}U_2 + (1 — b_{33})\ U_3$$
$$OX_1 + a_{23}X_2 + A_{33}X_3 = oU_1 + oU_2 + b_{33}U_3$$

unde a_{ij}, b_{ij}, sînt constante ce depind de distribuția maselor, a momentelor de inerție, de poziția centrelor de greutate și de poziția

Se observă clar, modul de lucru în trei plane. Se blochează mai întîi reazemul **2**, adică se face $X_2 = 0$ și ultima relație ne dă :

$$X_3 = \frac{b_{33}}{a_{33}}\ U_3$$

Se echilibrează în planul 3, adică se obține $U_3 = 0$. Se deblochează reazemul **2** și se blochează reazemul **3**, adică se face $X_3 = 0$. Cum $U_3 = 0$, se obține sistemul de ecuații pentru celelalte două plane.

$$a_{11}X_1 + a_{12}X_2 = b_{11}U_1 + (1 — b_{22})U_2$$
$$a_{12}X_1 + a_{22}X_2 = (1—b_{11})\ U_1 + b_{22}U_2$$

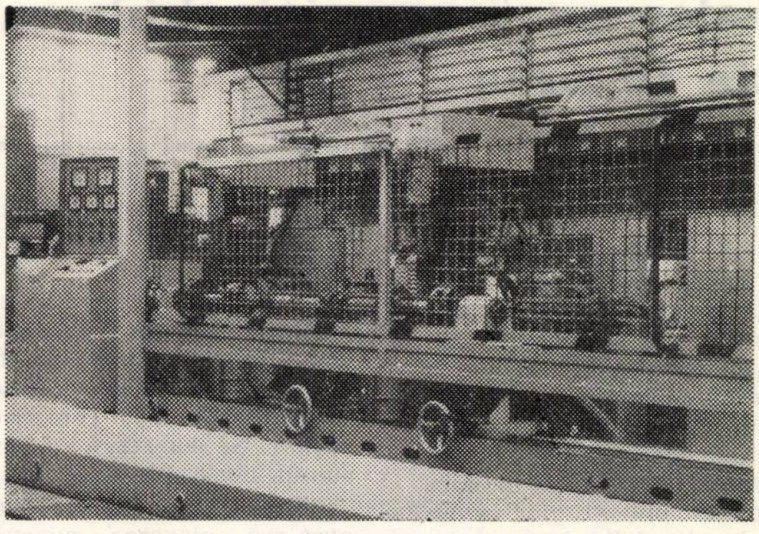


Fig. 2 a Vedere generală a mașinii pentru echilibrarea dinamică a arborilor cardanici în 2 și 3 planuri.

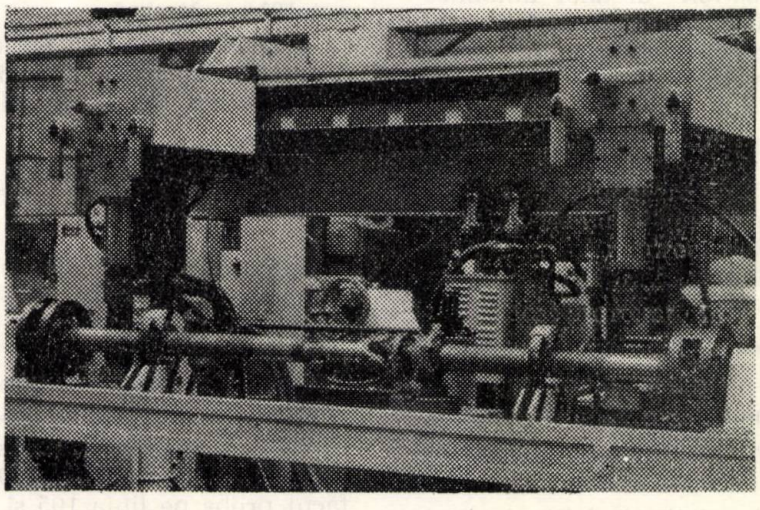


Fig. 2 b Vedere cu detalii a mașinii pentru echilibrarea dinamică a arborilor cardanici în 2 și 3 planuri.

forțelor de dezechilibru și a traductoarelor, X_i sînt deplasările în complex iar U_i sînt dezechilibrele în complex.

și în continuare se procedează ca la echilibrarea în două plane, așa cum a fost explicat în lucrarea „Mașină pentru echilibrarea dinamică

a arborilor cardanici", publicată în Cartea celei de a VII-a Sesiuni de comunicări tehnico-științifice a C.C.S.I.T.T. Brașov, vol. I.

În figurile 2 a, b se poate vedea fotografia mașinii de echilibrat instalată la I.R.A. Timișoara.

Concluzii

— lucrarea prezintă o mașină de echilibrat dinamic arbori cardanici în 2 sau 3 plane ;

— de remarcat este faptul că citirile în toate cele 3 plane se fac cu numai 2 seturi de instrumente de măsură.

CZ : 629.114.5

Rezultate experimentale privitoare la consumul de combustibil al autobuzelor cu transmisie hidromecanică, la circulația în oraș

Conf. dr. ing. Aurel P. **STOICESCU**, asist. ing. Viorel **DRĂGAN** — Institutul politehnic București

Introducere

Regimul de micșorare al autobuzelor pentru transportul în comun are un pronunțat caracter ciclic, condiționat de existența stațiilor. La acestea, însă se adaugă și variațiile determinate de intersecții și de celelalte elemente ale traficului rutier cu intensitate importantă în orașele mari. Ca urmare, consumul mediu de combustibil al autobuzelor este, destul de mult, diferit de cel obținut la circulația în afara orașelor, ceea ce impune un studiu atent pentru evaluarea sa, la circulația în oraș.

În lucrarea de față se prezintă și se analizează rezultate experimentale în legătură cu consumul de combustibil al unor autobuze articulate, cu transmisie hidromecanică, la circulația în orașul București, pe traseele uzuale ale transportului în comun.

Metodica experimentării

Probele s-au efectuat cu autobuzul 117 UD, prevăzut cu transmisie hidromecanică Praga 2 M—70, măsurările fiind executate cu un litrometru de 15,0 l capacitate, prevăzut cu robinete cu trei căi. Distanța parcursă s-a măsurat prin folosirea indicațiilor kilometrajului la bord, după o verificare prealabilă a acestuia, comparîndu-se totodată, rezultatele cu datele cunoscute privitoare la lungimile traseelor.

Consumul de combustibil s-a determinat pe trasee în regimul normal de funcționare, la starea de încărcare variabilă reală, avîndu-se în vedere ca probele să se efectueze la diferite ore din zi, pentru a ține seamă de variațiile fluxului de călători de-a lungul unei zile. Măsurările s-au efectuat distinct, pentru ducere și întoarcere, ca elemente ale unei curse complete.

La amplasarea pe un anumit traseu, cu tot caracterul său de regularitate, mișcarea autobuzului este complexă, fiind determinată o multitudine de factori aleatori. Din acest motiv și consumul de combustibil are un caracter aleator. Se consideră ca variabilă alatoare consumul de combustibil la o cursă dată.

Pentru obținerea de date semnificative este necesară alegerea adecvată a numărului de probe. În acest scop, s-au folosit unele informații privitoare la variațiile de consum de combustibil și anume ca fiind situate în jurul a $\pm 10\%$. Notîndu-se cu μ media aritmetică, cu σ abaterea medie pătratică, iar cu $\bar{x}$ media aritmetică empirică a variabilei aletoare se constată că ar fi satisfăcătoare îndeplinirea condiției :

$$|\mu - \bar{x}| \leqslant \frac{\sigma}{2}$$

Admițînd o distribuție normală, rezultă numărul de măsurări $n = 15$. Ca urmare s-a hotărît ca, pentru fiecare linie din cele alese, să se efectueze 15 curse complete (dus și întors). Totodată, cu acest număr de probe, volumul de încercări este acceptabil.

Pentru efectuarea probelor s-au ales limite 105, 134, 135 și 131 R. De asemenea, s-au făcut probe pe linia 105 și în situația cînd motorul este echipat cu o altă pompă de injecție P_1.

În timpul efectuării probelor s-au efectuat notații calitative cu privire la starea de încărcare a autobuzului și la condițiile generale de trafic.

Analiza rezultatelor

S-a procedat la o analiză statistică a măsurărilor efectuate pentru fiecare traseu în parte, considerînd apoi și ansamblul tuturor liniilor menționate anterior. Ca exemplu, în figurile

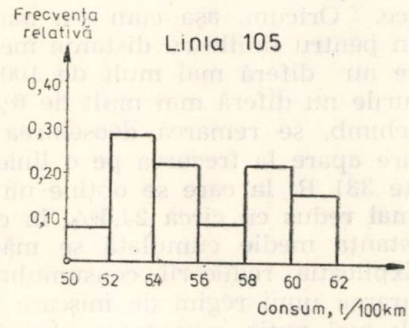


Fig. 1

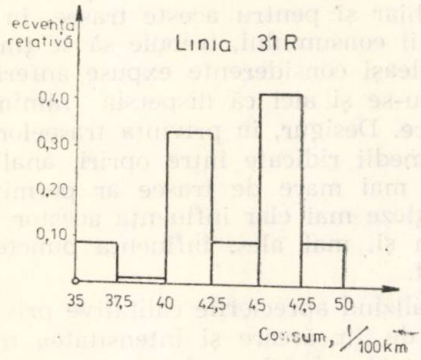


Fig. 2

1 și 2 se prezintă histogramele frecvențelor relative și ale frecvențelor relative, cumulate în cazul liniilor 105 și 131 R. Aplicarea criteriului x^2 a arătat că distribuția pentru toate liniile pot fi considerate normale.

De asemenea, au fost calculați parametrii statistici, intervalele de încredere pentru medie, precum și probabilitatea ca valoarea medie să obțină cu o abatere de $\pm 1{,}0$ l, rezultatele fiind concentrate în tabelul 1. S-au folosit în acest scop metodele statistice cunoscute [2, 4].

În continuare s-a mai cercetat în ce măsură diferențele înregistrate pentru valorile medii ale consumului sînt semnificative. Pentru aceasta s-a aplicat metoda verificării ipotezelor statistice. Aici este de considerat cazul ipotezei relative la două valori ale mediei unei variabile aleatoare, pentru cazul cînd numărul probelor este mic (sub 30) [2, 4].

Examinînd rezultatele obținute, se constată că pentru coeficientul de variație v valorile sînt între 3,2% și 10,9%. Deși aceste valori luate în sine nu sînt prea mari, totuși, pentru a evidenția efectul unor măsuri constructive legate de reducerea consumului de combustibil, este necesară o planificare atentă a experimentărilor și prelucrare adecvată a datelor întrucît, cum se observă, reducerile posibile se situează în domeniul de variație datorită caracterului aleator al consumului. Se mai deduce că, la numărul de probe efectuate, intervalul de încredere pentru consumul mediu, pentru probabilitatea de 95%, reprezintă circa (2,5—4,0) l.

Este interesant că, dacă se consideră media generală pentru liniile 105, 134 și 135, rezultă un interval de încredere de 2,25 l, în condițiile cînd numărul total al probelor este de 45. Acest interval de încredere reprezintă 4,0% din consumul obișnuit. În concluzie, se poate afirma că numărul de probe ales asigură o precizie satisfăcătoare, putînd fi considerat chiar ca o valoare de bază, întrucît chiar la un număr de 45 probe intervalul nu se micșorează prea mult. Constatarea este în strînsă legătură cu faptul că mărirea numărului de

Nr. crt.	Linia	Media $\bar{x} = \frac{\sum x_i}{n}$	Abaterea medie pătratică $s = \sqrt{\frac{1}{n-1}\sum(x_i - \bar{x})^2}$	Abaterea standard pt. medie $\sigma_{\bar{x}} = \frac{s}{\sqrt{n}}$	Coeficientul de variație $v = \frac{s}{\bar{x}}$	Intervalul de încredere pentru medie ($P = 95\%$)	Probabilitatea ca valoarea medie să se găsească în intervalul $(\bar{x}-1, \bar{x}+1)$
		[l/100 km]	[l/100 km]	[l/100 km]		[l/100 km]	[%]
1	105	56,05	3,34	0,85	0,056	(54,33 ; 57, 67)	77,6
2	134	57,6	4,29	1,01	0,067	(56,27 ; 60, 23)	68,5
3		54,92	3,43	0,84	0,059	(53,35 ; 56, 65)	76,8
4	331 R	44,13	3,26	0,98	0,077	(41,83 ; 45, 67)	69,2
5	105, 134 și 135	56,2	3,72	0,58	0,069	(55,33 ; 57, 58)	91,6
6	105, 134, 135 și 331 R	53,6	6,12	0,78	0,109	(52,17 ; 55, 23)	80,0
7	105 cu pompa de injecție de alt tip P_1	48,50	1,62	0,40	0,032	(47,70 ; 49, 30)	99,8

încercări conduce la mărirea preciziei, dar într-o proporție mai redusă. Ca atare, ar fi necesar un număr de probe, care nu se justifică din punct de vedere economic. De pildă, pentru a obține un interval de încredere de $\sigma/3$, cu probabilitatea de 95%, sînt necesare 138 probe. Acest interval ar reprezenta, pentru linia 105, circa 1,12 l/100 km, adică 2,5% din

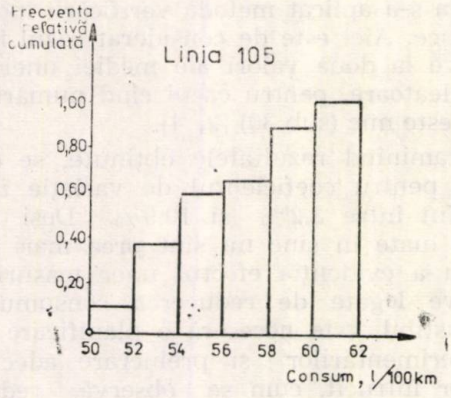


Fig. 3

consumul mediu. Din punct de vedere teoretic, de la o probă la alta, se pot obține diferențe de consum de combustibil de pînă la 6σ, adică în medie 20 l/100 km. În medie, abaterile într-un sens sau altul reprezintă σ, adică circa 4,0 l/100 km. Deci abaterea medie pătratică ar reprezenta cca 8%.

Se mai observă că, pentru liniile obișnuite, valorile medii ale consumului de combustibil sînt destul de apropiate, diferența maximă reprezentînd 5,9%. Cum se constată, această diferență se află în intervalul definit de coeficientul de variație pentru probele de la oricare din linii.

Verificarea ipotezelor statistice arată că, adoptînd un prag de semnificație $\alpha = 0{,}05$, pentru linia 105 se obține un consum mediu mai redus decît pentru linia 134. Între consumurile pe liniile 105 și 135 nu există diferențe semnificative, ca dealtfel nici între consumul mediu global pe liniile 105, 134, 135 și consumul mediu pe linia 134. De asemenea, s-a verificat că pe linia 331 R, cu o probabilitate de 95%, consumul este mai redus decît pe linia 105.

În fine, comparînd rezultatele obținute pe linia 105, pe rînd cu cele două pompe, s-a stabilit că în cazul celei de a doua pompe se obține un consum mediu mai redus.

Pentru a explica diferențele între consumurile de combustibil trebuie să se aibă în vedere caracteristicile traseelor, a căror analiză s-a efectuat în altă lucrare [6]. Se remarcă, astfel, necesitatea de a ține seamă și de influența punctelor de conflict. De pildă, în cazul liniei 134, la care, deși distanța medie între stații este relativ mare, datorită punctelor de conflict numeroase, se obține o distanță medie cumulată relativ redusă, conducînd în final la un consum de combustibil ridicat.

Lipsa de date pentru un număr mai mare de linii nu permite formularea unor concluzii categorice. Oricum, așa cum s-a mai arătat, cel puțin pentru liniile cu distanțe medii între opriri ce nu diferă mai mult de 100 m, nici consumurile nu diferă mai mult de 6%.

În schimb, se remarcă deosebirea (însemnată) care apare la trecerea pe o linie rapidă, cum este 331 R, la care se obține un consum mediu mai redus cu circa 24,5%, în condițiile cînd distanța medie cumulată se mărește cu 53%. Explicația reducerii consumului constă în asigurarea unui regim de mișcare cu variații mult mai puțin accentuate ale vitezei de deplasare. Deși consumul mediu se micșorează, coeficientul de variație nu scade. Deci chiar și pentru aceste trasee, în vederea stabilirii consumului, trebuie să se țină seama de aceleași considerente expuse anterior, constatîndu-se și aici că dispersia rămîne destul de mare. Desigur, în privința traseelor cu distanțe medii ridicate între opriri, analiza unui număr mai mare de trasee ar permite să se evidențieze mai clar influența acestor distanțe, precum și, mai ales, influența punctelor de conflict.

Analizînd aprecierile calitative privitoare la starea de încărcare și intensitatea traficului, se constată o bună corelare cu consumurile de

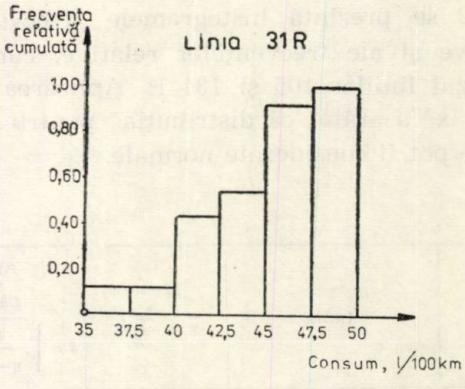


Fig. 4

combustibil măsurate. Astfel, față de încărcarea normală și traficul obișnuit, la încărcarea foarte mare, sau la trafic foarte intens, are loc o sporire a consumului de combustibil care poate ajunge pînă la circa 18% în cazul liniei 105, la 40% în cazul liniei 134, la 42% în cazul liniei 135. Se mai remarcă faptul că, în general, aceste sporuri de consum au fost determinate cu precădere de încărcarea exagerat de mare.

Este de observat că, în cazul liniei 331 R, practic, în toate situațiile de efectuare a probelor, încărcarea a fost normală sau chiar mică, ceea ce ar putea să constituie un factor destul de important în obținerea consumurilor medii reduse.

Deși traseele nu au întotdeauna caracteristici de normalitate, consumul de combustibil are o repartiție normală, ceea ce se explică prin multitudinea de factori care-l condiționează, printre cei mai importanți, fiind traseul, starea de încărcare și intensitatea traficului.

Încercarea la regim uniform cu viteza de 40 km/h pe autostradă a condus la un consum de combustibil cu 35% mai redus, decît valoarea medie obținută la probele efectuate în regim variabil în municipiul București.

La efectuarea probelor pe linia 105, motorul fiind echipat cu un alt tip de pompă de injecție P_1, s-a obținut un consum mediu de 48,50 l/100 km, mai redus, în comparație cu cel de la autobuzul echipat cu pompa inițială, cu 13,4%. Acest rezultat se corelează foarte bine cu ceea ce s-a obținut la încercarea motorului pe stand, anume cu reducerea consumului în domeniul sarcinilor mijlocii și mari (10÷16)%. Totodată, zona consumurilor de combustibil din jurul polului economic este mai extinsă. Or, în condițiile deplasării în oraș, regimul de mișcare impune utilizarea unor zone relativ extinse, astfel că, și din acest punct de vedere, cel de al doilea tip de pompă P_1 este avantajos.

Plecînd de la aceste rezultate, se poate aprecia că, pentru reducerea consumului de combustibil la autobuzele în circulația în oraș, există efectiv posibilități relativ mari, prin alegearea adecvată a caracteristicilor pompei de injecție. Totodată, există posibilitatea de reducere și prin reglarea corespunzătoare în exploatare, avîndu-se în vedere că încercările pompei pe stand au arătat dispersia foarte accentuată a debitelor de combustibil ale elementilor pompei, mai ales la regimurile cu sarcini mici.

Concluzii

a) Pentru obținerea de rezultate corespunzătoare la determinarea consumului de combustibil al autobuzelor la circulația în oraș, numărul de probe nu trebuie să fie sub 14—15. Coeficientul de variație pentru consumul de combustibil are valori între 3% și 11%. Chiar la un număr relativ mare de probe (45), intervalul de încredere, cu o probabilitate de 25%, reprezintă 4% din consumul mediu.

b) Pentru liniile obișnuite apar diferențe între consumurile medii, dar care, în general, nu depășesc 6%, diferențele între distanțele medii între stații fiind în jurul a 100 m.

c) Pentru linile rapide, reducerea de consum mediu poate ajunge la 24%, față de cazul unei linii obișnuite; distanțe medii între opriri de circa 800 m asigură consumuri reduse în proporția menționată.

d) Starea de încărcare și traficul intens conduc la sporuri însemnate ale consumului de combustibil, de care — în mod normal — trebuie să se țină seama la stabilirea cît mai exactă a consumului.

e) Adoptarea unor sisteme de alimentare corespunzătoare, și reglarea lor adecvată (de către constructor și în exploatare) pot să asigure reduceri ale consumului de combustibil de circa (13÷14)%. Chiar dacă se are în vedere variația determinată de caracterul aleator, potrivit celor arătate la b), reducerile pot depăși 7%.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Adler, Yu. P. ș.a.*: The Design of Experiments to fi nd Optimal Conditions, Mir Publishers Moscow, 1975.

[2] *Ciucu, G., Craiu, V.*: Introducere în teoria probabilităților și statistică matematică, E.D.P., București, 1971.

[3] *Lurie, M. I., Tokarev, A. A.*: Skorostniie kacestva i toplivnaia ekonomicinost avtomobilea, Mașinostroenie, Moskva, 1967.

[4] *Mihoc, Gh., ș.a.*: Teoria probabilităților și statistică, E.D.P., București, 1970.

[5] *Stoicescu, A. P.*: Dinamica autovehiculelor, vol. II, Litografia Institutului politehnic, București, 1982.

[6] *Stoicescu, A. P., Drăgan, V.*: Asupra caracteristicilor traseelor urbane pentru autobuze. Comunicare la sesiunea științifică ESFA '81, 27—28 noiembrie, 1981.

CZ : 629.113/.114

Unele posibilități de micșorare a rezistenței aerului în faza de proiectare

Șef lucrări ing. Mircea **OPREAN**, ing. Florin **STOENESCU** — Institutul politehnic București

Introducere

În condițiile creșterii prețului energiei, capătă o importanță deosebită descoperirea unor noi mijloace și tehnici susceptibile de a realiza economii substanțiale de energie și la automobile. Consumul redus de energie al automobilului împreună cu celelalte pretenții (emisiile de noxe și sonore reduse, securitate ridicată și preț de cost redus) constituie cerințe

*) Experimentările la această lucrare au fost efectuate în tunelul aerodinamic de la facultatea de Aeronave din I.P.B. Mulțumim, și pe această cale, conducerii catedrei de Aviație și colegilor pentru sprijinul acordat.

complexe şi, în cea mai mare parte, contradictorii. Concentrarea atenţiei numai asupra uneia dintre cerinţele enunţate nu este corectă. Pentru a putea aprecia consumul de energie (economicitatea) al automobilului ar trebui studiate, în afara stilului de conducere şi a condiţiilor de trafic, în principal, rezistenţele la înaintare şi randamenul energetic global al ansamblului propulsiv.

În prezenta lucrare autorii şi-au concentrat atenţia numai asupra posibilităţilor de micşorare a rezistenţei aerului la înaintarea automobilului.

Cercetările efectuate în domeniul reducerii consumului de energie al automobilului evidenţiază următoarele :

— acţionîndu-se asupra formei caroseriei s-ar putea realiza economii de combustibil de pînă la 1/3 din consum, la viteza de 130 km/h, cu preţul unor eforturi rezonabile [4] ;

— reducerea cu 10 procente a coeficientului de rezistenţă C_x determină o creştere a economicităţii cu 3,5 %, în ciclul american compus (55% ciclul oraş + 45 % ciclul autostradă), fără reducerea celorlalte performanţe [5] ;

— rezistenţa aerului poate fi redusă cu circa 20 %, faţă de autovehiculele actuale, în faza de proiectare [1].

Modalităţi de reducere a rezistenţei aerului

Dintre componentele rezistenţei aerului (componenta datorită presiunii, componenta suplimentară datorită diferitelor părţi proeminente ale autovehiculului, cum sînt : faruri, lanterne de poziţie, bare de protecţie, oglindă, mînere de uşi, etc. componenta interioară, datorită circulaţiei în interiorul autovehiculului, componenta frecării şi componenta indusă provocată prin acţiunea forţei portante) [6], asupra rezistenţei datorită presiunii se poate acţiona cel mai eficace în faza de proiectare. Această acţiune trebuie să se exercite, pe de o parte, la scara geometriei generale a vehiculului şi volumelor sale compenente şi, pe de altă parte, la scara imperfecţiunilor de la suprafaţa sa.

Reducerea rezistenţei aerului datorită presiunii este dependentă de posibilitatea evitării desprinderii stratului limită. Această condiţie (a desprinderii) este întîlnită cînd din amonte spre aval curbura liniilor de curent, în contact cu suprafaţa, descreşte sensibil sau se inversează. De aceea trebuie să se evite variaţiile de secţiune şi proeminenţele în zonele critice, prin soluţii de continuitate fie la asamblările rigide ale elementelor de structură (sudură prin puncte şi margini teşite), fie la etanşările dintre elementele fixe şi panourile mobile (capote, portiere). S-a înregistrat o diferenţă de circa 20% pentru coeficientul C_x, pentru o caroserie netedă faţă de o aceeaşi caroserie, dar cu margini de scurgere, jocuri, ştergătoare de parbriz, oglindă etc. [1]. Prin suprimarea marginilor frontale şi laterale de scurgere a apei, la autofurgoneta Peugeot I 9 s-a micşorat C_x de la 0,56 la 0,49, rezultînd un cîştig la consumul de combustibil cu medie de 15 % [3].

Pentru ca circulaţia interioară să nu creeze portanţă parazită şi turbioane, este necesară folosirea unui colector convergent pentru a accelera fluidul pînă la o viteză aproape de viteza locală externă.

Trebuie reduse zonele de supraviteză, întrucît rezistenţa de frecare variază sensibil cu puterea 1,8 a vitezei locale.

De asemenea, rugozitatea pereţilor nu trebuie să depăşească 20 μm [1].

Efectul portanţei asupra rezistenţei la înaintare rămîne neînsemnat, atîta timp cît coeficientul de portanţă este puţin diferit de zero. Aceasta determină realizarea portanţei uşor negativă, favorizînd astfel stabilitatea autovehiculului.

Adesea modificările aduse au mai multe obiective simultane.

De exemplu, prin montarea unui spoilar în partea din faţă, se realizează :

— reducerea rezistenţei aerului indusă prin remodelarea liniei mediene ;

— reducerea coeficientului rezistenţei aerului (datorită presiunii) al unui anumit număr de organe (transverse, braţele suspensiei) plasate în afara fluxului de aer ;

— mărirea debitului prin radiator prin crearea unei depresiuni crescute în compartimentul motorului etc.

Particularităţi constructive

Cîştigul de energie care s-ar putea realiza pe seama aerodinamicii automobilului este dependent în mare măsură de dispozitivele şi instalaţiile experimentale la dispoziţie. Întrucît cercetările pe modele la scara 1/1, în tunele aerodinamice, sînt extrem de costisitoare şi dificile, s-au dezvoltat mult în ultimul timp studiile pe modele la scară redusă. Realizarea caroseriilor la scară redusă face posibile intervenţiile mai importante, mai rapide şi mai puţin costisitoare, decît pe modelele la scara 1/1.

Autorii au realizat macheta la scara 1/10 a unei autofurgonete cu următoarele caracteristici :

— greutatea totală 3800 daN ;
— greutatea utilă 2000 daN ;
— viteza maximă 100 km/h ;
— ampatamentul 3100 mm ;
— ecartamentul 1700 mm ;
— dimensiuni de gabarit — lungimea 5280 mm,
— lăţimea 2120 mm,
— înălţimea 2400 mm
— garda la sol 210 mm.

Ținînd seama de recomandările din literatura de specialitate și ale firmelor producătoare de automobile, precum și din motive de securitate, față de modelul de referință —

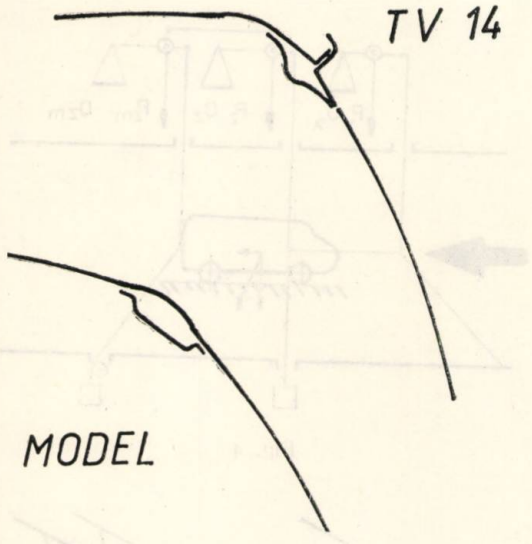


Fig. 1

autofurgoneta realizată la întreprinderea Autobuzul din București — s-au propus următoarele modificări :

— post de conducere semiretras ;

— suprimarea streașinilor frontale și laterale de scurgere a apei, care la modelul de referință au dimensiunile de 30—35 mm respectiv 15—17 mm ; măsura implică reproiectarea tehnologiei de asamblare a părții din față ; [fig. 1 și 2].

— ștergătoare de parbriz mascate, mînere la uși încorporate și fără nervuri exterioare ale caroseriei ;

— organizarea circulației curentului în compartimentul motorului prin evitarea formării turbioanelor.

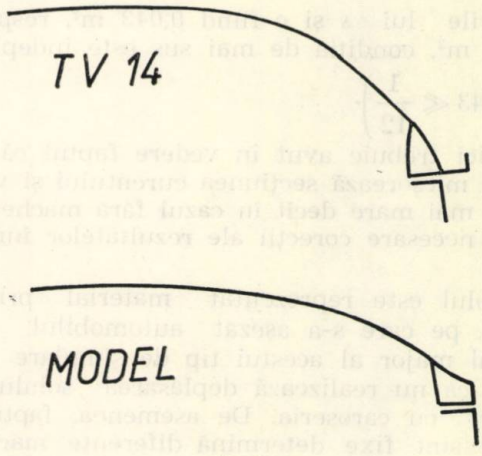


Fig. 2

Mărimea machetei este suficientă pentru a nu avea probleme serioase cu „efectul de scară", fiind posibilă reprezentarea detaliilor seminificative ale automobilului susceptibile de a avea repercusiuni asupra proprietăților aerodinamice, figura 3.

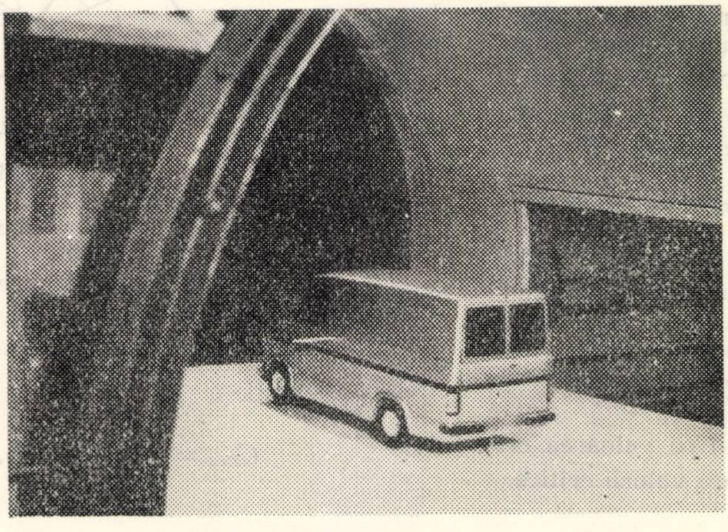


Fig. 3

Condiții de măsurare și rezultate experimentale

Rezultatele sînt cu atît mai corecte, cu cît dimensiunile machetei sînt mai mici în raport cu ale camerei de experimentare. Astfel se recomandă [2] :

$$\frac{s}{c} \leqslant \frac{1}{12},$$

unde :

s este aria secțiunii transversale maxime a machetei ;

c aria secțiunii transversale a tunelului.

Valorile lui s și c fiind 0,043 m², respectiv 1,767 m², condiția de mai sus este îndeplinită $\left(0{,}0243 \ll \frac{1}{12}\right)$.

Aici trebuie avut în vedere faptul că macheta micșorează secțiunea curentului și viteza va fi mai mare decît în cazul fără machetă — fiind necesare corecții ale rezultatelor înregistrate.

Solul este reprezentat material printr-o placă, pe care s-a așezat automobilul. Neajunsul major al acestui tip de simulare este acela că nu realizează deplasarea solului în raport cu caroseria. De asemenea, faptul că roțile sînt fixe determină diferențe mari ale coeficientului de portanță C_z, față de cazul cu roțile în mișcare ($C_{z\ \text{roată mobilă}} \simeq 0{,}75\ C_{z\ \text{roată fixă}}$) [4]. Totodată, în realitate, automobilul se deplasează într-un curent turbulent a cărui direcție diferă de cea a axei sale longitudinale. Astfel, la determinarea coeficientului rezistenței aerului C_x, pentru un autocamion cu semiremorcă supus unui vînt lateral cu 5°, s-a găsit o valoare cu 20% mai mare decît valoarea sa în aer calm, cu vînt din față [4]. Această experiență permite să se aprecieze influența direcției vîntului lateral, chiar în regim stabilizat asupra valorilor lui C_x;

Pentru calculul lui C_x s-a ținut seama de influența portanței prin relația [1] :

$$C_x = C_{x_0} + C_{x_1} = C_{x_0} + k c (C_z)^2$$

unde :

C_{x_0} — este coeficientul rezistenței aerului în regim stabilizat ;

C_z — coeficientul portanței ;

k — coeficient de proporționalitate, care se recomanda $\simeq 0{,}20$.

Se precizează faptul că valoarea criteriului Reynolds este superioară valorii critice.

Măsurarea forțelor F_x și F_z, necesare determinării coeficienților de rezistență a aerului și de portanță, C_x respectiv C_z, se face în regim static și dinamic, modul de montare a machetei fiind prezentat în figurile 4 și 5.

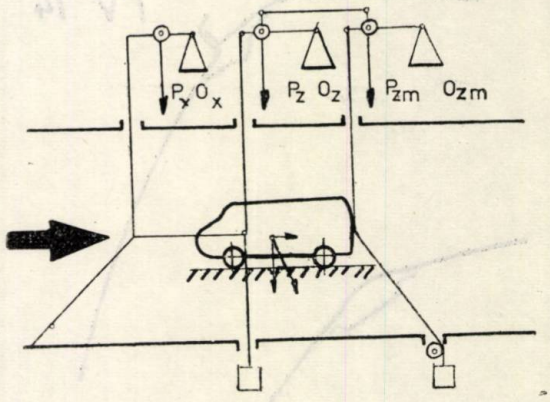


Fig. 4

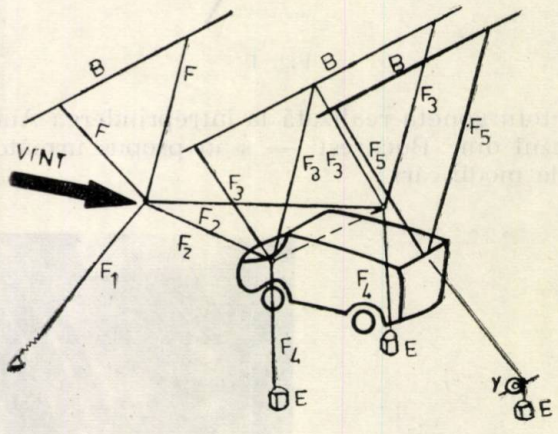


Fig. 5

Valorile vitezei curentului și ale forțelor înregistrate sînt prezentate în tabelul 1.

Calculul coeficienților C_x și C_z se face cu relațiile :

$$C_{x,z} = \frac{R_{x,z}}{f_2 v^2 s} \quad \text{și} \quad R_{x,z} = P_{x,z} - Q_{x,z}$$

Tabelul 1

Nr. crt.	v [m/s]	P_x [Kgf]	Q_x [Kgf]	P_z [Kgf]	Q_z [Kgf]	R_x [Kgf]	R_z [Kgf]	C_{x_0}	C_z
1	11,665	0,525	0,354	—	—	0,171	—	0,468	—
2	19,71	0,845	0,354	—	—	0,491	—	0,470	—
3	20,36	0,875	0,354	2,655	2,610	0,521	0,045	0,467	0,040
4	24,12	1,085	0,354	2,685	2,610	0,731	0,075	0,472	0,048
5	25,96	1,200	0,354	—	—	0,846	—	0,467	—
6	28	1,335	0,354	—	—	0,981	—	0,465	—

unde :

$C_{x,z}$ este coeficientul de rezistență a aerului, sau cel de portanță ;

$P_{x,z}$ și $Q_{x,z}$ — valorile forțelor în regim dinamic respectiv static [Kgf] ;

q — densitatea aerului $\left[\frac{\text{Kgf s}^2}{\text{m}^4}\right]$;

v — viteza aerului [m/s] ;

s — aria secțiunii transversale maxime a machetei [m²].

Valorile medii ale coeficienților C_{x_0} și C_z sînt 0,468 respectiv 0,044.

Valoarea coeficientului C_x rezultă din relația :

$$C_x = C_{x\,\text{med}} + 0{,}2 \cdot C_z^2 =$$

$$= 0{,}468 + 0{,}2 \cdot 3{,}872 \cdot 10^{-4} = 0{,}472$$

Valoarea lui C_x astfel calculată se corectează cu coeficientul 1,06 datorită impreciziei metodei de măsurare.

$$C_x = 0{,}5003$$

Concluzii

1. Valoarea coeficientului de rezistență a aerului C_x obținut se situează la limita inferioară a valorilor publicate de firmele constructoare de astfel de automobile.

2. Soluțiile propuse permit reducerea coeficientului C_x cu peste 12% (valoarea inițială s-a apreciat prin comparație cu modelele existente $C_x = 0{,}56 \div 0{,}58$).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Choulet, R.* : Des possibilités réalistes de réduction de la trâinée aérodynamique pour véhicules de tourisme et industriels. In „Ingénieurs de l'automobile", nr. 5, 1980.

[2] *Ripoll, I. C.* : Les principaux types de souffleries subsoniques et leur utilisation pour l'automobile. In „Ingénieurs de l'automobile", nr. 5, 1980.

[3] *Roussillon, G.* : J 9 — Nouveau véhicule utilitaire avec prise en compte des économies d'énergie. In „Ingenieurs de l'automobile", nr. 5, 1980.

[4] *Sardou, M.* : Moyens d' essais aerodynamique et effet de sol. In „Ingénieurs de l'automobile", nr. 5, 1980.

[5] *Seiffert, U., ș. a.* : Steigerung der Kraftstofwirtschftlichkeit beim Automobil. In „ATZ", nr. 4, 1980.

[6] *Stoicescu, A.* : Dinamica autovehiculelor, vol. I, Editura Institutul Politehnic București, 1980.

CZ : 621.585

Calculul cinematic al mecanismelor planetare cilindrice utilizate ca schimbătoare de viteză

Conf. dr. ing. Păun **ANTONESCU**, șef lucr. ing. Mircea **OPREAN** — Institutul politehnic București

Introducere

Mecanismele planetare, utilizate ca schimbătoare de viteză, au o structură variabilă [1, 4] care realizează succesiv anumite rapoarte de transmitere stabilite, în concordanță, cu caracteristica de tracțiune a automobilului [2].

Prin modificarea structurii schimbătorului de viteză mecanic se obțin rapoarte de transmitere discontinue, astfel că, pentru o cît mai bună aproximare a caracteristicii ideale, sînt necesare mai multe trepte de viteză [8].

Din motive constructive și de economicitate, schimbătoarele de viteză planetare au — în general — un număr mic de trepte, și — de aceea — nu pot realiza, singure, o bună aproximație a caracteristicii ideale de tracțiune.

Prin înserierea schimbătorului de viteză planetar cu un hidrotransformator, care funcționează ca treaptă automată de viteză, se formează un schimbător de viteză combinat, de tip semiautomat, care, în domeniul rezistențelor mari la înaintare, lucrează continuu (în regim automat), iar în domeniul rezistențelor medii și mici acționează în trepte. Se mențin astfel principalele avantaje ale schimbătoarelor de viteză planetare față de cele cu axe fixe [5] : conducere mai ușoară a automobilului, permițînd reducerea parțială sau totală a comenzilor manuale ;

folosirea optimă a puterii motorului prin schimbarea rapoartelor de transmitere fără întreruperea fluxului de putere ;

durabilitate mai bună, datorită rigidității superioare a arborilor și a unui număr mai mare de dinți în angrenare.

În lucrare se consideră schema cinematică a unui schimbător de viteză planetar, cu roți cilindrice tip Simpson [7], care realizează trei trepte de mers înainte și una de mers înapoi, pentru care se prezintă o metodă de calcul al numerelor de dinți, pe baza rapoartelor de transmitere impuse.

Calculul funcțiilor de transmitere în fiecare treaptă de viteză.

Se consideră schema cinematică a schimbătorului de viteză în poziția neutră (fig. 1), pentru care se calculează gradul de mobilitate [1] :

$$M_3 = 3n - 2c_5 - c_4$$

unde : $n = 7$, $c_5 = 7$, $c_4 = 4$.

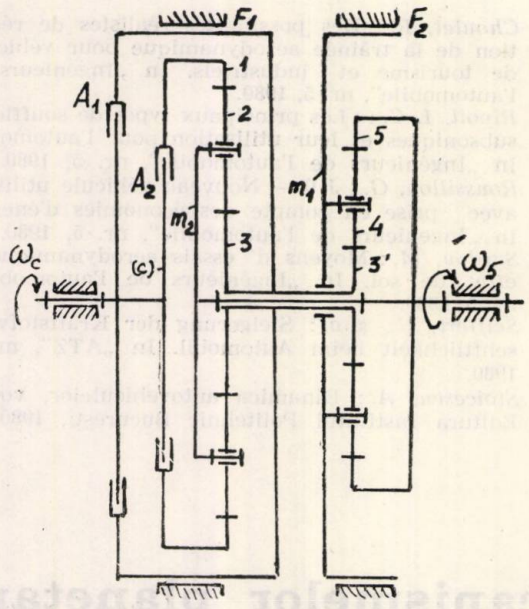


Fig. 1 Schema cinematică a schimbătorului de viteză planetar tip Simpson.

Rezultă

$$M_3 = 3.7 - 2.7 - 4 = 3$$

Pentru ca mișcarea de la arborele conducător **C** să se transmită într-un anumit raport, univoc determinat, la arborele de ieșire **5**, este necesar să fie suprimate două din cele trei mobilități.

Anularea mobilităților se obține cu ajutorul ambreiajelor $\mathbf{A}_1$, $\mathbf{A}_2$ și a frînelor $\mathbf{F}_1$ și $\mathbf{F}_2$, care sînt acționate conform tabelului 1.

Expresia raportului de transmitere în treapta I se determină pornind de la condițiile impuse acționînd $\mathbf{A}_2$ ($\omega_c = \omega_1$), prin rigidizarea arborelui conducător **C** cu roata **1** și $\mathbf{F}_2$(ω_{m_1}=0) prin imobilizarea manivelei $\mathbf{m}_1$ (braț portsatelit).

Observînd schema cinematică se deduce $\omega_{m_2} = \omega_5$, întrucît manivela $\mathbf{m}_2$ (al doilea braț portsatelit) și roata **5** formează un singur rigid.

Raportul intrare-ieșire este $i_I = i_{15} = \dfrac{\omega_1}{\omega_5} = i_{15}^{m_1}$

Aplicînd metoda Willis la primul mecanism planetar, cu manivela $m_2 \equiv 5$, se scrie :

$$i_{13}^5 = \frac{\omega_1 - \omega_5}{\omega_3 - \omega_5} = \frac{i_{15} - 1}{i_{35} - 1};$$

$$\text{unde } i_{35} = i_{35}^{m_1} = -\frac{z_5}{z_3}; \quad i_{13}^5 = -\frac{z_3}{z_1}$$

Rezultă astfel funcția de transmitere în treapta I :

$$i_I = i_{15} = 1 + i_{13}^5 (i_{35}^{m_1} - 1) = 1 + \frac{z_3}{z_1}\left(\frac{z_5}{z_3} + 1\right)$$

Treapta a II-a se realizează în condițiile $\omega_c = \omega_1$; $\omega_3 = 0$ obținute cu $\mathbf{A}_2$, respectiv $\mathbf{F}_1$ tabelul 1). În acest caz se scrie

$$i_{13}^5 = \frac{\omega_1 - \omega_5}{-\omega_5} = 1 - i_{15} \text{ unde } i_{13}^5 = -\frac{z_3}{z_1}$$

Funcția de transmitere în treapta a II-a are forma :

$$i_{II} = i_{15} = 1 - i_{13}^5 = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

Pentru realizarea treptei a III-a se acționează simultan $\mathbf{A}_1$ și $\mathbf{A}_2$, ceea ce implică $\omega_c = \omega_1 = \omega_3$.

În acest caz :

$$i_{13}^5 = \frac{\omega_1 - \omega_5}{\omega_1 - \omega_5} = \frac{i_{15} - 1}{i_{15} - 1} \neq 1 \text{ de unde } i_{15} = 1$$

Deci $i_{III} = i_{15} = 1$, astfel că mecanismul planetar se comportă ca un rigid în mișcare de rotație.

Modul de realizare a treptelor de viteză

Tabelul 1

Treapta de viteză	Ambreiaje		Frîne		Condițiile impuse	Raportul de transmisie
	A_1	A_2	F_1	F_2		
I		×		×	$\omega_c = \omega_1$; $\omega_{m_1} = 0$	$i_{15}^{m_1}$
II		×	×		$\omega_c = \omega_1$; $\omega_3 = 0$	i_{15}^3
III	×	×			$\omega_c = \omega_1 = \omega_3$	i_{15}
IV(M.I.)	×			×	$\omega_c = \omega_3$; $\omega_{m_1} = 0$	$i_{35}^{m_1}$

Treapta de mers înapoi (a IV-a) se obține în situația $\omega_c = \omega_3$; $\omega_{m_1} = 0$, cînd mișcarea se transmite prin roțile cu axe fixe 3', 4,5.

Funcția de transmitere în treapta a IV-a (MI) rezultă astfel :

$$i_{IV} = i_{35}^{m_1} = \left(-\frac{z_4}{z_{3'}}\right)\left(\frac{z_5}{z_4}\right) = -\frac{z_5}{z_{3'}}$$

Calculul numerelor de dinți pentru valori impuse funcțiilor de transmitere

Observînd că în treapta a III-a funcția de transmitere nu depinde de numerele de dinți, se vor considera expresiile acestor funcții în celelalte trepte de viteze :

$$i_I = 1 + \frac{z_3}{z_1}\left(1 + \frac{z_5}{z_{3'}}\right)$$

$$i_{II} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

$$i_{IV} = -\frac{z_5}{z_{3'}}$$

Se observă că funcția i_I depinde de celelalte două conform relației :

$$i_I = 1 + (i_{II} - 1)(1 - i_{IV})$$

Din condiția de coaxilitate a roților centrale 1,3 respectiv 3',5 rezultă :

$$z_1 = z_3 + 2z_2$$

$$z_5 = z_{3'} + 2z_4$$

De asemenea, ținînd seama de condiția de montaj (angrenare simultană), se deduc relațiile [3] :

$$z_1 + z_3 = k_2 N_2$$

$$z_{3'} + z_5 = k_4 N_4$$

unde k_2, k_4 reprezintă numărul sateliților 2 respectiv 4, iar N_2, N_4 sînt numere întregi și pozitive.

Se reține următoarele șase relații indepente :

$$\frac{z_3}{z_1} = i_{II} - 1 = a \qquad (1)$$

$$\frac{z_5}{z_{3'}} = -i_{IV} = b \qquad (2)$$

$$z_1 - z_3 = 2z_2 \qquad (3)$$

$$z_5 - z_{3'} = 2z_4 \qquad (4)$$

$$z_1 + z_3 = N_2' \qquad (5)$$

$$z_{3'} + z_5 = N_4' \qquad (6)$$

care alcătuiesc un sistem de 6 ecuații cu 6 necunoscute z_1, z_2, z_3, z_3,, z_4, z_5.

Din ecuațiile (1), (5) și respectiv (7), (6) se obțin :

$$z_1 = \frac{1}{1+a} N_2' ; \quad z_3 = \frac{a}{1+a} N_2'$$

$$z_{3'} = \frac{1}{1+b} N_4' ; \quad z_5 = \frac{b}{1+b} N_4'$$

Apoi din ecuațiile (3) și (4) rezultă imediat :

$$z_2 = \frac{1}{2}(z_1 - z_3) = \frac{1-a}{1+a} N_2'$$

Întrucît $z_2 > 0 \Rightarrow a < 1$; implicit din (1) $i_{II} < 2$

$$z_4 = \frac{1}{2}(z_5 - z_{3'}) = \frac{b-1}{1+b} N_4'$$

Din condiția $z_4 > 0 \Rightarrow b > 1$ și din (2) rezultă $i_{IV} < -1$

De exemplu, pentru $i_{II} = 1{,}76$, $i_{IV} = -2{,}38$ respectiv $a = 0{,}76$; $b = 2{,}38$, se obțin :

$$Z_1 = \frac{1}{1 + 0{,}76} \cdot N_2' = \frac{1}{1{,}76} N_2' ; \quad Z_3 = \frac{0{,}76}{1{,}76} N_2'$$

$$Z_{3'} = \frac{1}{1+2{,}38} N_4' = \frac{1}{3{,}38} N_4' ; \quad Z_5 = \frac{2{,}38}{3{,}38} N_4'$$

$$Z_2 = \frac{1-0{,}76}{1 + 0{,}76} N_2' = \frac{0{,}24}{1{,}76} N_2' ;$$

$$Z_4 = \frac{2{,}38-1}{2{,}38 + 1} N_4' = \frac{1{,}38}{3{,}38} N_4'$$

Se completează tabelele 2 și 3 unde $N_2' = k_2 N_2$; $N_4' = k_4 N_4$

Se aleg soluțiile pentru care N' și N_4' sînt divizibili cu 2 și 3, în care caz se pot adopta cîte 2 sau 3 sateliți, care să lucreze în paralel.

$$Z_1 = 75 ; Z_3 = 57 ; Z_2 = 18$$

$$Z_{3'} = 16 ; Z_5 = 38 ; Z_4 = 22$$

$$N_2' = 132 = 2.3.22$$

$$N_4' = 54 = 2.3.9$$

Datorită aproximării numerelor de dinți Z_4 și Z_5, se calculează valoarea efectivă a raportului de transmitere în treapta de mers înapoi.

$$i_{IV} = -\frac{z_5}{z_{3'}} = -\frac{38}{16} = -2{,}375$$

(cu abatere de 2,1% față de valoarea impusă)

Raportul de transmitere impus în treapta II-a se realizează efectiv :

$$i_{II} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 + \frac{57}{75} = 1{,}76$$

Variante de calcul pentru numerele de dinți z_1, z_2, z_3

Tabelul 2

z_1	58	67	71	75	83	92	100
N_2'	102,08	117,92	124,96	132	146,08	161,92	176
Z_3	44,08	50,92	53,96	57	63,08	69,92	76
Z_2	13,92	16,08	17,04	18	19,92	22,08	24

Variante de calcul pentru numerele de dinți z_3, z_4, z_5

Tabelul 3

$z_{3'}$	13	16	26	29
N_4'	43,94	54,08	87,88	98,02
Z_5	30,94	38,08	61,88	69,02
Z_4	17,94	22,08	35,88	40,02

Se calculează apoi valoarea raportului de transmitere în treapta a I-a cu formula :

$$i_I = 1 + (i_{II} - 1)(1 - i_{IV}) =$$

$$= 1 + (1{,}76 - 1)\,(1 + 2{,}375) = 3{,}565$$

Dacă se impune $i_{II} > 2$ atunci trebuie adoptată soluția cu angrenaje în paralel (fig. 2).

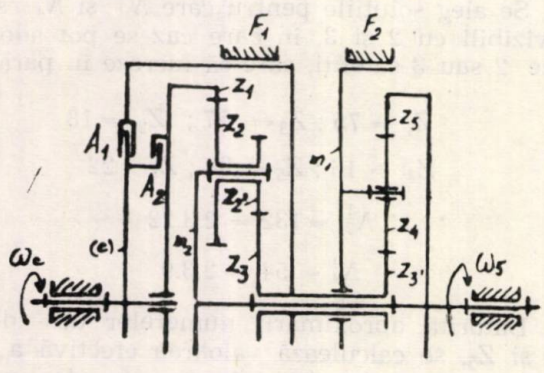


Fig. 2 Schema cinematică a mecanismului planetar cu angrenaje în paralel.

În această variantă raportul de transmitere în treapta a II-a are expresia :

$i_{II} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_{2'}}$ la care $\frac{z_2}{z_1} < 0{,}5$ (angrenaj interior).

Se obține în acest caz $\frac{z_3}{z_{2'}} > 2(i_{II} - 1)$, astfel că pentru $i_{II} > 2$ va trebui să se adopte $\frac{z_3}{z_{2'}} > 2$.

Concluzii

Pornind de la valorile rapoartelor de transmitere, considerate ca optime pentru o anumită schemă cinematică, s-au determinat numerele de dinți ale roților dințate cilindrice cu luarea în considrare a condițiilor de angrenare simultană a sateliților cu roțile centrale.

Metoda de calcul cinematic, prezentată în lucrare, poate fi extinsă și la alte scheme cinematice de transmisii planetare cu număr mai mare de trepte, urmărindu-se încadrarea într-un gabarit cît mai mic și reducerea greutății transmisiei mecanice.

Condiția de sincronism a mecanismului planetar capătă o deosebită importanță, prin aceea că abaterile de la această condiție (care, în cea mai mare parte, se poate realiza prin alegerea corespunzătoare a numerelor de dinți) implică mărirea pirderilor din angrenaje printr-o încărcare neuniformă a roților ceea ce conduce la scăderea randamentului transmisiei [6].

Se poate aprecia că proiectarea cinematică și constructivă a transmisiilor mecanice planetare cu respectarea condițiilor de sincronism oferă soluții eficinte pentru transmisiile hidromecanice care să conlucreze cu motorul de tracțiune în regimuri economice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Antonescu, P.*: Mecanisme. Calculul structural și cinematic Litografia I. P. București, 1979.

[2] *Dudiță, Fl.*: Teoria mecanismelor. Curs-suport Univ. Brașov, 1974.

[3] *Kojevnikov, S. N.*: Teoria mehanizmov i mașin. Izd. Maşinostroenie, Moskva, 1969.

[4] *Manolescu, N. I., Antonescu, P.*: Structural Synthesis of Planetary Mechanisms Used in Automatic Transmisions 10—th ASME Mechanisms conference 68 — Mech. 44, 1968.

[5] *Untaru, M. ş. a.*: Automobile, E.D.P., București, 1975.

[6] *Förster, J.. Gaus H.*: Das neue Wandler-Viergang-Getrieb. W4AO40 von Mercedes-Benz ATZ, nr. 3, 1980.

[7] *Looman, J.*: Zahnradgetriebe, Springer-Verlag, 1970.

[8] *Lamure, C., Roumegaux, J. P.*: Elements d'évaluation nouveax pour les transmissions pour l'automobile. Ingenieurs de l'automobile, nr. 1, 1979.

CZ : 625-752.3

Cercetări privind vibrațiile și zgomotele care apar în amortizoarele autovehiculelor în condiții de exploatare

Conf. dr. ing. Ilie **ISARIE**, șef lucr. ing. Constantin **OPREAN** — Facultatea de mecanică Sibiu
Ing. Nicolae **POPESCU** — Intreprinderea de piese auto Sibiu

Este cunoscut că vibrațiile sînt hotărîtoare pentru buna funcționare a numeroase mașini, vehicule, construcții. Realizarea de mașini și vehicule tot mai ușoare, de puteri tot mai mari, face ca spectrul frecvențelor excitatoare să se intrepătrundă tot mai mult cu cel al frecvențelor proprii, deci vibrațiile cu caracter dăunător să devină tot mai frecvente.

Sînt însă puține sisteme oscilante la care studiul vibrațiilor poate fi făcut integral pe cale teoretică, deoarece, cînd este vorba de o formă complexă, modelul matematic ales poate duce la rezultate mult depărtate de realitate. În asemenea cazuri, singura soluție este măsurarea vibrațiilor.

Se cunoaște importanța locului ce îl ocupă, în ansamblul unui autovehicul, amortizorul, în vederea realizării unor condiții de confortabilitate sporită, și se cunoaște — de asemenea — importanța influenței vibrațiilor și a zgomotului asupra omului în general, și în special a celui de la volan. Prin urmare studierea nivelelor de

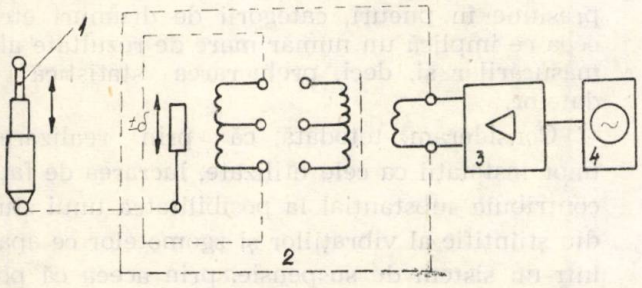


Fig. 1

zgomot și vibrații la autovehicule prezintă o importanță deosebită. Cunoașterea devine mai utilă, atunci cînd se realizează, în exploatare, prin măsurări efective.

Pentru determinarea mărimii nivelului de zgomot și de vibrații produse de amortizor, în funcție de cursa efectivă de lucru, s-a utilizat un traductor inductiv de cursă **2** (fig. 1), legat în paralel cu amortizorul **1**. Variația tensiunii ΔU, măsurată la aparatul **4**, prin intermediul amplificatorului **3**, în funcție de cursa efectivă de lucru δ, se prezintă în tabelul 1.

Simultan cu măsurarea cursei amortizorului, se realizează măsurarea nivelului de vibrații și de zgomot. O importanță deosebită o pre-

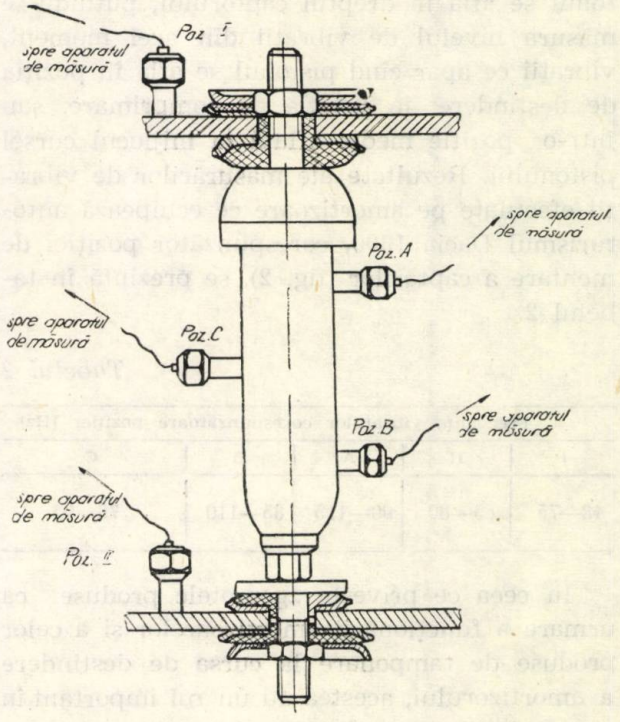


Fig. 2

zintă locul montării captorului de vibrații, respectiv de zgomote, în care scop s-au utilizat mai multe variante de fixare.

Tabelul 1

$\pm \delta$[mm]	0	10	20	30	40	50	60	70	Obs.
ΔU[mV]	48	115	196	249	277	281	329	355	
	48	112	194	246	276	279	326	355	

În prima variantă (poz. I, fig. 2) este fixarea captorului de vibrații pe caroseria autovehiculului, în punctul superior de fixare al amortizorului. Prin acest montaj, se determină nivelul de vibrații transmis de amortizor autovehiculului, după ce — în prealabil — s-a măsurat nivelul de vibrații produs de motor atunci cînd autovehiculul staționează.

În scopul determinării mărimii vibrațiilor produse de amortizor, se pot utiliza filtre care să permită eliminarea altor vibrații produse în funcționarea autovehiculului.

În altă variantă, (poz. II, fig. 2), captorul este fixat pe bascula superioară (punctul inferior de fixare al amortizorului), în scopul determinării influenței vibrațiilor asupra acestuia.

De asemenea, captorul poate fi fixat direct pe amortizor, în diferite poziții (A, B și C), prin îndepărtarea ansamblului protector. Această variantă de măsurare este avantajoasă, în cazul în care se determină exact momentul cînd pistonul se află în dreptul captorului, putîndu-se măsura nivelul de vibrații din acel moment, vibrații ce apar cînd pistonul se află în poziția de destindere, în poziția de comprimare, sau într-o poziție medie aflată la mijlocul cursei pistonului. Rezultate ale măsurărilor de vibrații efectuate pe amortizoare ce echipează autoturismul Dacia 1300, corespunzător poziției de montare a captorilor (fig. 2), se prezintă în tabelul 2.

Tabelul 2

Frecvența vibrațiilor corespunzătoare poziției [Hz]				
I	II	A	B	C
48—75	65—80	90—115	85—110	78—95

În ceea ce privește zgomotele produse ca urmare a funcționării amortizoarelor și a celor produse de tamponare la cursa de destindere a amortizorului, acestea au un rol important în sistemul tehnic numit autovehicul.

Similar cu variantele de montare pe amortizor a captorilor de vibrații, se vor monta laringofoane în scopul măsurării nivelului de zgomot produs de acesta. Rezultate ale nivelului de zgomote produs de amortizoare, de tipul celor ale căror vibrații s-au prezentat anterior, se dau în tabelul 3.

Tabelul 3

Nivelul zgomotelor corespunzătoare poziției laringofonului [dB]				
I	II	A	B	C
50—55	45—62	40—75	35—45	25—40

Concluzii

Prin măsurarea simultană a vibrațiilor și a cursei amortizorului (respectiv a nivelului de zgomot și a cursei) și apoi prelucrarea automată a datelor, putem obține o multitudine de informații, ca de exemplu :

— determinarea nivelului de vibrații și zgomote pentru anumite curse ale amortizorului ;

— în ce poziție s-a aflat pistonul amortizorului pentru vibrațiile și zgomotele ce depășesc o anumită valoare considerată maximă sau admisibilă ;

— determinarea nivelului de vibrații, respectiv zgomote, pentru a anumită poziție a pistonului (destindere, comprimare, poziție medie).

Numărul de măsurări crește simțitor dacă acestea se fac pentru diferite condiții de viteză, presiune în pneuri, categorii de drumuri etc., ceea ce implică un număr mare de rezultate ale măsurărilor și, deci, prelucrarea statistică a datelor.

Considerăm, totodată, că prin realizarea unor instalații ca cele utilizate, lucrarea de față contribuie substanțial la posibilitatea unui studiu științific al vibrațiilor și zgomotelor ce apar într-un sistem de suspensie, prin aceea că pot fi corelate, în mod legic, efectele cu cauzele, locul și momentul apariției factorilor perturbatori.

RECENZII

Drăghici, I. și colaboratori — Indrumar de proiectare în construcția de mașini, vol. II, București, Editura tehnică, 1982

Apariția celui de al doilea volum — din ciclul de 3 volume — al **„Îndrumarului de proiectare în construcția de mașini"** constituie un eveniment remarcabil pentru inginerii și tehnicienii proiectanți din industria construcțiilor de mașini.

Lucrarea recenzată — o expunere modernă, unitară și sintetică a problemelor proiectării elementelor componente ale mașinilor — reprezintă un îndrumar pentru calculul și proiectarea organelor de mașini, prezentînd metodologiile de calcul și soluțiile constructive actuale.

Elaborarea unei astfel de lucrări constituie o sarcină deosebit de dificilă, în condițiile actualei explozii de informații. În asemenea cazuri, este necesar ca autorii să știe să opteze în privința conținutului, a metodicii și formei și, bineînțeles, a volumului de informații.

Autorii s-au străduit să pună la dispoziția inginerilor și tehnicienilor o **lucrare completă și sintetică**, care să prezinte problemele calculului și proiectării celor mai importante elemente componente ale mașinilor și utilajelor, pe baza dezvoltării actuale a cercetării științifice din acest domeniu și a celor mai recente realizări ale firmelor specializate.

Materialul cărții este prezentat în 431 pagini, cu 347 figuri, 156 tabele și 60 anexe, fiind organizat pe 7 capitale.

În capitolul I, **„Sisteme și dispozitive de ungere utilizate în construcția de mașini"** se prezintă elementele componente ale sistemelor de ungere — din punctul de vedere al utilizatorului, proiectantul constructor de mașini — indicîndu-se recomandări vizînd alegerea diferitelor dispozitive de ungere, precum și alegerea și proiectarea elementelor componente ale acestora.

Capitolul 2, **„Sisteme de etanșare"** cuprinde sistemele și dispozitivele de etanșare utilizate în construcția de mașini, prezentîndu-se soluții constructive, precum și datele constructive aferente ale unor etanșări actuale produse de firmele specializate străine. Ni se pare semnificativ paragraful **„Alegerea sistemului de etanșare"**, care cuprinde — pentru prima dată în literatura noastră — recomandări ample vizînd condițiile de utilizare a celor mai răspîndite etanșări.

Dată fiind marea diversitate a soluțiilor constructive de cuplaje mecanice utilizate în construcția de mașini, a fost necesară dezvoltarea atotcuprinzătoare a capitolului 3, **„Cuplaje"**. Sînt prezentate o multitudine de soluții cu datele constructive respective — cuplaje produse în țară și peste hotare — metodele de calcul, recomandări de proiectare, precum și schemele logice pentru calculul automat. O serie de metode de calcul sînt noi, și originale, constatîndu-se, în general, amprenta personală a colectivului de autori.

În capitolul 4, **„Ansamblări prin caneluri. Asamblări presate"** sînt tratate toate tipurile de caneluri, introducîndu-se și calculul la oboseală și uzare. Se recomandă atenție recomandărilor privind alegerea tipului de asamblare canelată, precum și celor vizînd proiectarea optimă a unei astfel de asamblări.

La asamblările presate este redat calculul probabilist al strîngerilor, precum și calculul la solicitări variabile al acestor asamblări.

În capitolul 5, **„Arbori drepți"** se prezintă o metodă interesantă de calcul al reacțiunilor și deformațiilor, rezultă din experiența de proiectare a C.C.S.I.T.T. Brașov.

Capitolul 6, **„Arbori flexibili. Cabluri de comandă"** cuprinde (prima încercare de acest fel în țară) indicații de calcul și proiectare, precum și soluții constructive cu datele necesare pentru arborii flexibili care transmit mișcarea de rotație, între axe cu poziție spațială variabilă, cît și pentru cablurile de comandă.

Capitolul 7, **„Fiabilitatea previzională"** constituie o încercare de a prezenta — pentru prima dată în domeniul construcției de mașini — metodele de calcul al fiabilității în fază de concepție, ceea ce permite estimarea duratei de viață a produsului proiectat.

Lucrarea recenzată a fost elaborată pe baza studiului amplu al literaturii de specialitate și pe baza unor cercetări proprii ale colectivului de autori.

Însăși faptul că printre autorii volumelor apărute pînă în prezent sînt o serie de specialiști recunoscuți ne îndreptățește să remarcăm, încă odată, valoarea practică a lucrării.

Considerăm că prin editarea celor trei volume ale **„Îndrumarului de proiectare în construcția de mașini"** colectivul redacțional al Editurii tehnice a completat, cu deosebit succes, golul existent în literatura de specialitate deoarece lucrarea recenzată constituie o lucrare de referință, nefiind nevoie de o consultare largă a altor lucrări din domeniu.

Destinată, în principal, inginerilor și tehnicienilor proiectanți din industria construcțiilor de mașini, lucrarea este utilă și celor care se ocupă cu proiectarea diferitelor utilaje și instalații mecanice, precum și cadrelor didactice și studenților din învățămîntul superior tehnic.

Ing. Ioan Stanciu — C.C.S.I.T.T. Brașov

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

I. C. T. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Șos. Olteniței nr. 105, sector 4
București — 75651
Telefon 83.21.70. Telex 10233

Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini, înființat încă din anul 1955, are o bogată experiență în cercetare și proiectare tehnologică specifică construcțiilor de mașini. În cadrul institutului se desfășoară trei tipuri de activități :

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricație) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea și optimizarea procedeelor, regimurilor sau rețelelor tehnologice în domeniile : prelucrărilor prin așchiere, ștanțare, ambutisare și prin tehnologii neconvenționale, manipulării automate, montajului mecanizat și automatizat, acoperirilor de protecție și decorative, controlului activ, interoperațional și final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate și sisteme complexe de fabricație pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea mașinilor speciale, dispozitivelor și sculelor

3. Execuția, în limita capacităților propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistență tehnică pentru punerea în funcțiune la parametrii proiectati a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ: ● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea și îmbunătățirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator și în producție a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuție pentru liniile, mașinile, dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secțiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcția în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuția de prototipuri de mașini și dispozitive și experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricația de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură și control interoperații și final, proiectarea și executarea utilajelor necesare controlului și sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea și executarea de bancuri de probă pentru studii de laborator și fabricația de serie ; ● Organizarea fabricației, transportului intern și depozitării în secțiile și atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea și urmărirea producției ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum și pentru planificare, lansare și urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistență tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate și pentru punerea în funcțiune a utilajelor proiectate și executate ; ● Acordarea de licențe, know-how și punerea la dispoziție a documentației de execuție pentru lucrările elaborate de institut.

66

ENERGETISCHE AUSRÜSTUNG

- **DAMPFKESSEL**
  mit Leistungen von 6,5 bis 1035 t/St
- **HEISS-u. WARMWASSERKESSEL**
  mit Leistungen 10; 25; 50 und 100 Gcal/St
- **DRUCKLOSE und DRUCKBEHÄLTER, ZISTERNEN, SPEICHER**
- **D.K – GEBLÄSE; D.K – LÜFTER; KOHLENMÜHLEN**
- **CHEMISCHE WASSERAUFBEREITUNGSANLAGEN**
- **SCHWEISSKONSTRUCTIONEN**
- **SCHMIDETEILE und GUSSTEILE**

  max. Gewicht: 7000 kg für Stahlguss
  5000 kg für Grauguss

ERDÖLAUSTRÜSTUNG

- **PUMPENEINHEITEN für Erdölförderung**

  30 Varianten in der laufenden Produktion
  Auf Wunsch wird jede Variante zwischen
  0,9 und 19,3t (API) erzeugt

Gründungsjahr 1904

Vulcan

ROMÂNIA

76305 – BUCUREŞTI
Str. Sebastian nr. 88

Teleph: 31.00.30
Telex: 11.127 r.

E 3279

CM

- MAŞINI AGRICOLE
- UTILAJ MINER

REFERÁLVA

R

B

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

7

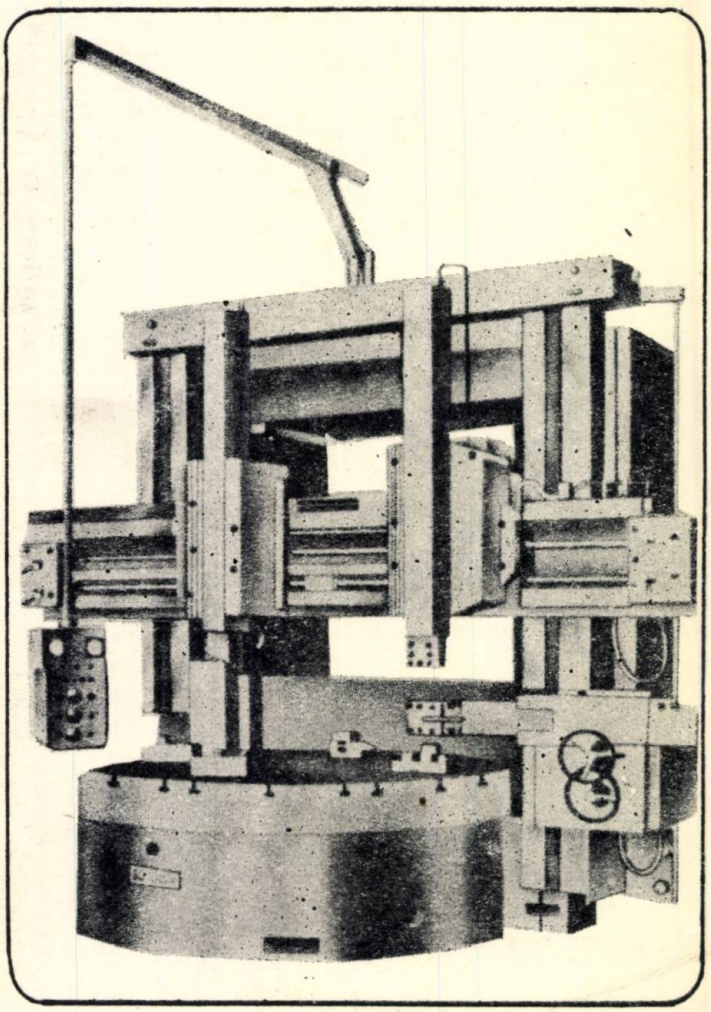
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ XXXV ■ IULIE 1983

MAŞIN EXPORT IMPORT

BUCUREŞTI MAŞINEXPORTIMPORT ROMANIA

PROGRAM DE EXPORT

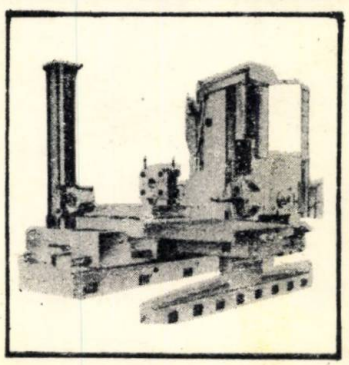
Centre de prelucrare cu ax orizontal sau vertical ; Strunguri cu diam. de la 320—2500 mm distanţa între vîrfuri (centre) de la 750—15.000 mm ; Strunguri automate monoax 16—60 mm ; Strunguri revolver 32—80 mm ; Strunguri carusel cu diametrul de la 1.100—16.000 mm ; Strunguri speciale cu comenzi numerice ; Strunguri pentru burlane de foraj ; Strunguri de copiat ; Maşini de alezat şi frezat cu diam. de la 63—225 mm ; Freze longitudinale cu portal cu lăţimea mesei de la 660—3.500 mm; Freze universale şi verticale ; Freze de danturat ; Freze de danturat în V ; Freze universale pentru sculărie ; Freze universale pentru producţie ; Maşini de rectificat universale interior şi exterior rotund ; Maşini de rectificat plan şi fără centre ; Maşini de rectificat interior şi frontal ; Maşini de ascuţit scule ; Maşini de găurit ; Maşini de găurit radiale ; Maşini de găurit în coordonate ; Maşini de găurit spaţiale ; Maşini de găurit multiax ; Maşini de filetat interior ; Maşini de rabotat cu cuţit mobil cursa de 425—800 mm ; Fierăstrae circulare şi alternative de debitat metale ; Maşini pentru prelucrarea bilelor de rulmenţi ; Prese pentru îndoit tablă ; Prese automate înclinabile ; Prese mecanice de precizie ; Prese hidraulice ; Prese de ştanţare rapidă ; Prese pentru caroserii pînă la 4.000 tf ; Foarfecă pentru profile ; Maşini pentru bordurat şi roluit tablă ; Foarfecă ghilotină ; Foarfecă combinată abkant-ghilotină ; Ciocane pentru forje ; Maşini de honuit-broşat şi mortezat ; Polizoare duble ; Accesorii pentru maşini-unelte ; Scule de maşini şi scule de mînă.

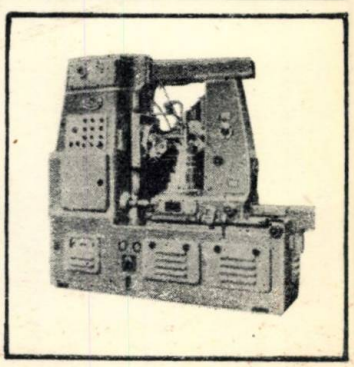


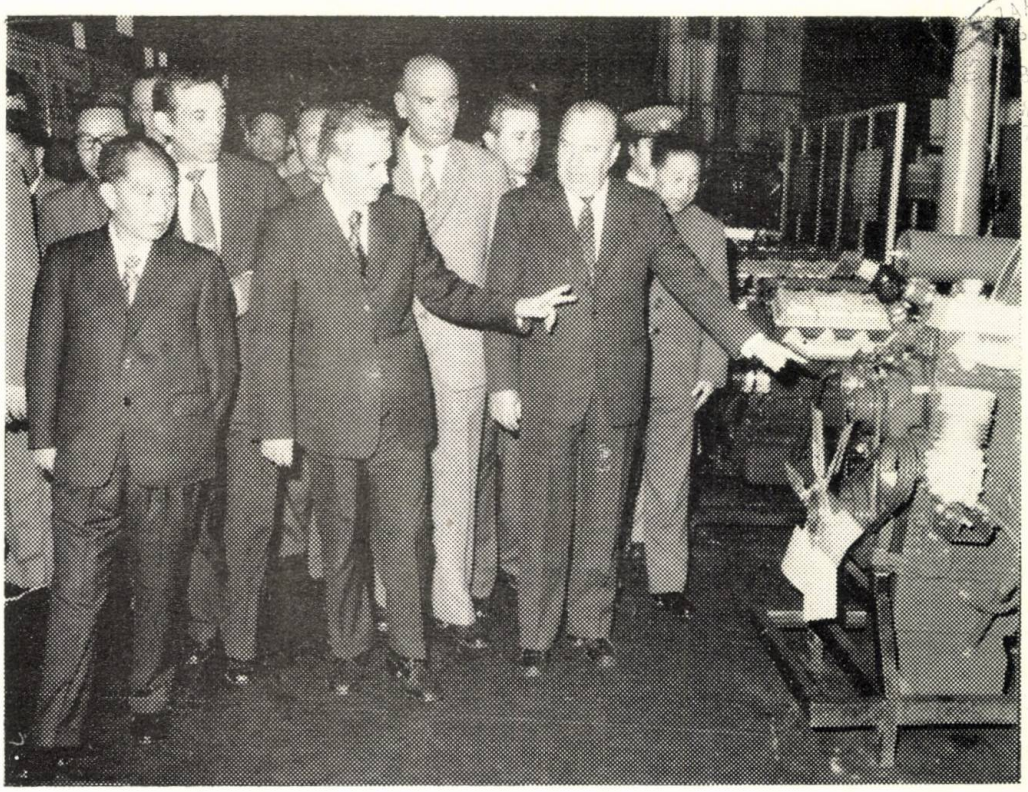
MAŞINEXPORTIMPORT

BUCUREŞTI MAŞINEXPORTIMPORT ROMANIA

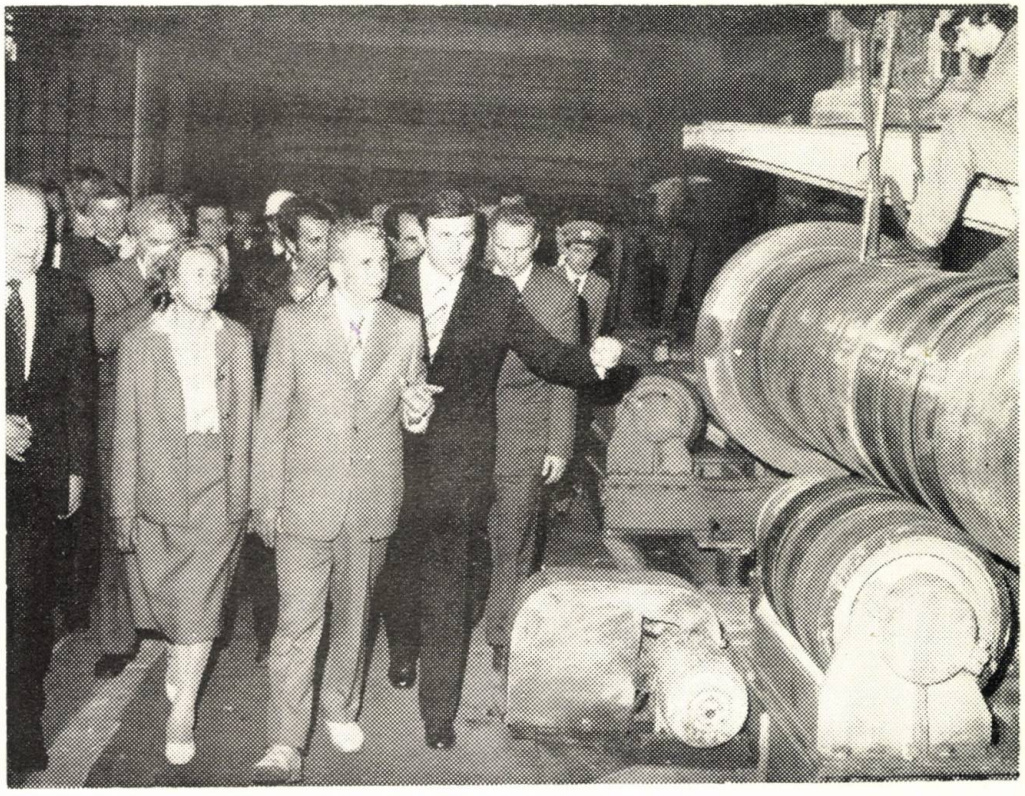
B-dul Republicii 32 Sector 3
Bucureşti — ROMANIA
Telefon : 13.70.80 : 13.75.96
Telex : 11206 ; 11216
Telegrame: MEXIM Bucureşti



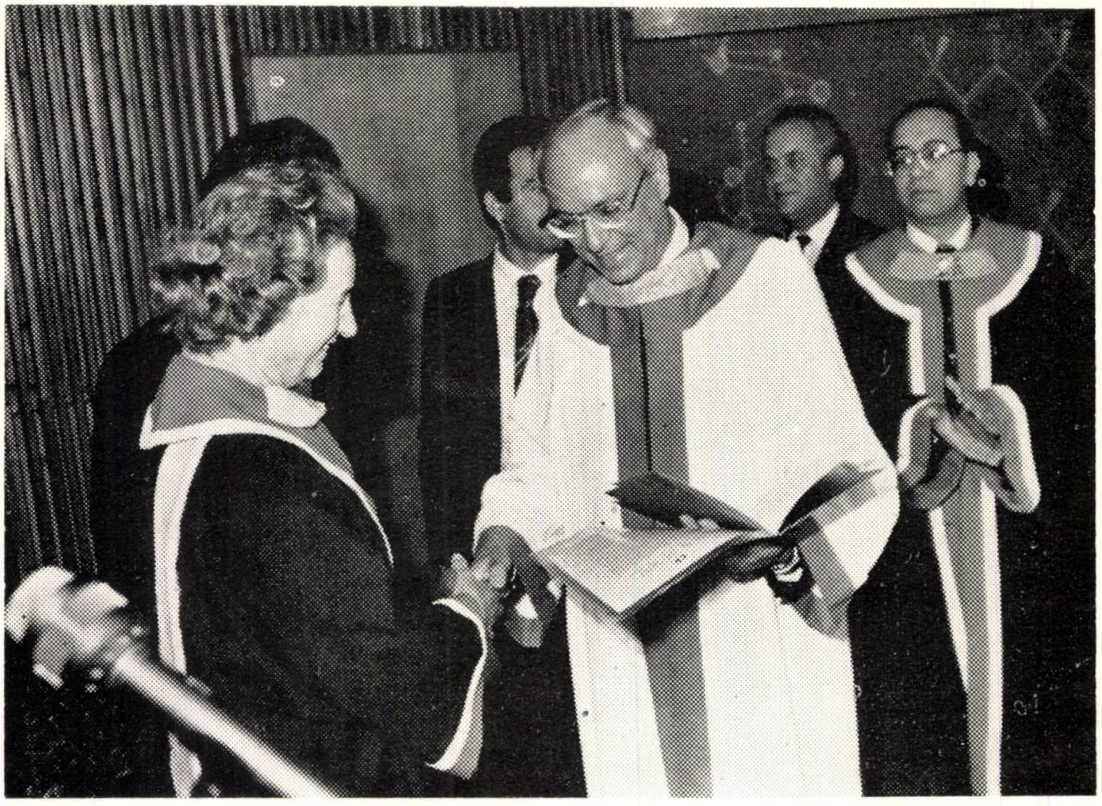




În cursul vizitei oficiale de prietenie a tovarășului HU YAOBANG, secretar general al C.C. al P.C. Chinez, în România, înaltul oaspete — însoțit de tovarășul Nicolae Ceaușescu, secretar general al C.C. al P.C.R. — a efectuat o vizită la Intreprinderea de autocamioane Brașov



Vizita de lucru a tovarășului Nicolae Ceaușescu și tovarășei Elena Ceaușescu la Platforma Cîlnicel a Intreprinderii de construcții de mașini Reșița



„Trăim astăzi într-o epocă în care învățămîntul și știința are un rol tot mai important în progresul popoarelor, în ridicarea bunăstării lor materiale și spirituale, cînd revoluția tehnico-științifică modernă cunoaște, pretutindeni în lume, o amplă și puternică dezvoltare. Astăzi devine tot mai necesar ca între oamenii de știință, învățămînt și cultură să existe legături cît mai strînse, de colaborare și schimb de informații, în scopul asigurării progresului multilateral al popoarelor lor, al îmbogățirii continue a tezaurului cunoașterii cu cele mai noi cuceriri ale geniului uman".

(Din cuvîntul de răspuns al tovarășei Elena Ceaușescu)

Cu prilejul vizitei de stat, în Turcia, a tovarășului Nicolae Ceaușescu împreună cu tovarășa Elena Ceaușescu în perioada 20—23 mai a.c., tovarășei acad. dr. ing. Elena Ceaușescu i-a fost decernat titlul de „Doctor Honoris Causa" al Universității Tehnologice pentru Orientul Mijlociu din Ankara. În fotografie, un aspect din cursul ceremoniei.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARA PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, 7, iulie, 1983

CUPRINS

Mașini agricole

CHELEMEN, I., GRECU, B., MIU, C. : **Considerații teoretice privind reducerea consumului de energie la combinele de recoltat furaje, prin folosirea de aparate combinate de tip tocător-aruncător, cu exemplificare pentru combina autopropulsată pentru furaje (C.A.F.)** 299

CHELEMEN, I., GRECU, B., MIU, C. : **Calculul parametrilor tocătorului-aruncător de la combinele de siloz folosind principiul ventilatorului transversal** 303

PĂUNESCU, I., PASCU, S. : **Studiul influenței lățimii de lucru asupra capacității de producție a plugurilor** 308

PĂUNESCU, I., PASCU, S. : **Mecanism de siguranță automat pentru trupițe cu cormană. Considerații asupra determinării funcțiilor de poziție, viteză și accelerație** 312

PĂUNESCU, I., PASCU, S. : **Algoritm de calcul pentru studiul pe calculator al stabilității plugurilor cu cormană** 319

ROȘCA, I., CHELEMEN, I. : **Asupra calculului consmului de energie la presarea furajelor cu ajutorul valțurilor cilindrice** 324

DINU, I., CUCIUREANU, A. : **Modernizarea mașinii M.A.C.-3 prin schimbarea mecanismului camerei de presare** 328

CHELEMEN, I., ROȘCA, I., **Cu privire la echilibrarea la șoc a ciocanelor de măcinat furaje, executate la I.M.A.I.A. — Arad** 331

CĂSĂNDROIU, T., ENESCU, N. : **Unele probleme privind elementele elastice ale sistemelor de separare-transport vibratoare utilizate la mașinile-agricole** 333

MUNTEANU, M. : **Dinamica mașinilor vibratoare de tip transportor și alimentator, cu generatori de vibrații electromagnetici** 339

Utilaj minier

CONSTANTINESCU I. : **Vibrațiile transversale ale coloanelor de prăjini ale mașinilor de forat suitori** 345

CONSTANTINESCU I. : CONSTANTIN, D. : **Contribuții matematice privind produsele mașinilor de sfărîmare, ce funcționează în circuit deschis sau închis** 350

Recenzii

IORDACHE, GH., **Dr. ing. Bratu, P. P. : Izolarea și amortizarea vibrațiilor la utilaje de construcție** 353

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonatori științifici : dr. ing. Ioan Păunescu, dr. ing. Ion Roșca

SUMARE

CZ : 631.3

Chelemen, I., Grecu, B., Miu, C. : **Considerații teoretice privind reducerea consumului de energie la combinele de recoltat furaje, prin folosirea de aparate combinate de tip tocător-aruncător, cu exemplificare pentru C.A.F.**

În lucrare se prezintă un calcul teoretic al puterii necesare pentru tocătorul și ventilatorul — aruncător, folosit la combina autopropulsată pentru furaje (C.A.F.), comparativ cu determinarea aceluiași parametru, în cazul echipării acestei combine cu un tocător-aruncător. Din studiul efectuat rezultă că, și din punct de vedere energetic, este avantajoasă echiparea autocombinei respective cu un singur aparat tocător-aruncător, ceea ce duce la simplificarea constructivă a acesteia.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 1 fig., 4 tab., 5 ref. bibl.

CZ : 631.3

Chelemen, I., Grecu, B., Miu, C. : **Studiul parametrilor tocătorului aruncător de la combinele de siloz folosind principiul ventilatorului transversal**

În lucrare se prezintă un studiu pe baza căruia se calculează parametrii constructivi și funcționali ai tocătorului-aruncător și ai carcasei acestuia, preconizat pentru combina C.A.F., pornind de la principiul funcțional al ventilatoarelor transversale. Totodată, se prezintă forma constructivă optimă a cuțitului și a carcasei tocătorului-aruncător.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 8 fig., 3 tab., 8 ref. bibl.

CZ : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Studiul influenței lățimii de lucru asupra capacității de producție a plugurilor**

În lucrare, pe baza unei analize a factorilor care influențează capacitatea de lucru a plugurilor și a timpului efectiv de executare a arăturii pe unitatea de suprafață, sînt evidențiate modalitățile care determină capacitatea maximă, respectiv timpul minim. Rezultă avantajele oferite de plugurile cu lățime de lucru variabilă continuu, în ceea ce privește folosirea eficientă a sursei de energie.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 1 fig., 1 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Mecanism de siguranță automat pentru trupițe cu cormană. Considerații asupra determinării funcțiilor de poziție, viteză și accelerație**

În lucrare este prezentat un nou tip de mecanism de siguranță automat pentru trupițe cu cormană. Este realizat un studiu pe calculator pentru determinarea funcțiilor de poziție, viteză și accelerație, pentru fiecare punct al mecanismului. Acest studiu permite, în continuare, efectuarea analizei cinetostatice a mecanismului, în vederea determinării reacțiunilor din cuplele cinematice, în scopul proiectării mecanismului.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 11 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Algoritm de calcul pentru studiul pe calculator al stabilității plugurilor cu cormană**

În lucrare se prezintă un algoritm de calcul pentru studiul stabilității în lucru a plugurilor. Spre deosebire de metodele de studiu utilizate în prezent, expuse în literatură, metoda permite un studiu complex exact și rapid rezultînd valorile forțelor de stabilitate în plan vertical și orizontal pentru un număr foarte mare de cazuri impuse de realitate, ceea ce permite stabilirea valorilor extreme ale acestor forțe în scopul unei dimensionări corecte a organelor de lucru și echilibru ale plugurilor.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 4 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 631.3

Roșca, I., Chelemen, I. : **Asupra calculului consumului de energie la presarea furajelor cu ajutorul valțurilor cilindrice**

În lucrare, pe baza unor rezultate experimentale existente în literatura de specialitate, se prezintă o metodică și o relație de calcul a puterii necesare pentru acționarea valțurilor de presare. Pe baza acestora se prezintă un tabel cu valori numerice ale puterii pentru diverși parametri practici.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 3 fig., 1 tab., 2 ref. bibl.

CZ : 631.3

Dinu, I., Cuciureanu, A. : **Modernizarea mașinii M.A.C.-3 prin schimbarea mecanismului camerei de presare**

În articol se prezintă camera de presare a mașinii M.A.C.-3, prevăzută cu cele două mecanisme de presare, arătîndu-se avantajele noului sistem. Se prezintă, de asemenea, schemele celor două mecanisme de presare, iar pentru noul mecanism se stabilesc ecuațiile pentru determinarea distribuției de viteze, cu metoda ciclurilor independente.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 7 fig., 3 ref. bibl.

CZ : 631.3

Chelemen, I., Roșca, I. : **Cu privire la echilibrarea la șoc a ciocanelor de la mașinile de măcinat furaje, executate la I.M.A.I.A. — Arad.**

Lucrarea de față prezintă condițiile și relațiile de calcul pentru echilibrarea la șoc a ciocanelor de la mașinile de măcinat furaje executate de I.M.A.I.A. — Arad. Din calculele prezentate rezultă că la mașinile considerate, nu se respectă condițiile necesare. În continuare se indică posibilitățile de îmbunătățire a echilibrării la șoc printr-o corelare optimă a parametrilor constructivi ai ciocanelor.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 1 fig., 1 tab., 1 ref. bibl.

CZ : 631.3

Căsăndroiu, T., Enescu, N. : **Unele aspecte privind elementele elastice ale sistemelor de separare-transport utilizate la mașinile agricole**

În lucrare se prezintă o metodologie de calcul complet pentru alegerea rațională a suporților elastici a sistemelor oscilante similare celor folosite la mașina de curățat semințe MCS-5/2,5. Sînt prezentate relațiile de calcul și valorile obținute pentru un exemplu practic, privitor la mașinile SU-4, MCS-5/2,5 și o soluție propusă de autori, din care rezultă comparativ avantajele soluției de la MCS-5/2,5 față de cea utilizată la SU-4 și de asemenea avantajele soluției propuse.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 5 fig., 1 tab., 10 ref. bibl.

CZ : 621.867

Munteanu, M. : **Dinamica mașinilor vibratoare de tip transportor și alimentator cu generatori de vibrații electromagnetici**

În lucrare se determină relațiile de calcul ale amplitudinilor, fazelor inițiale, pulsațiilor proprii, și puterii necesare pentru transportoarele și alimentatoarele vibratoare cu acționare electromagnetică, ce s-au impus în ultimul timp din ce în ce mai mult în numeroase ramuri industriale. S-a analizat, de asemenea, domeniul frecvențelor de antrenare precum și posibilitatea obținerii unor regimuri optimale. Sînt prezentate următoarele tipuri de mașini : bimasice de tip închis, bimasice de tip deschis și trimasice de tip închis, ghidate prin bare. Lucrarea pune la dispoziția inginerilor și proiectanților elementele de calcul dinamic necesare pentru acest tip de mașini vibratoare.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 7, 6 fig., 5 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 631.3

Chelemen, I., Grecu, B., Miu, C.: **Theoretical considerations concerning the reduction of energy consumption at fodder harvesters, by using combined equipment — type fodder chopper-ejector — example at C.A.F.**

The study shows a theoretical calculation of the power needed for the fodder chopper and the forcing fan-ejector used at the self propelled fodder harvester C.A.F. compared to the establishing of the same parameter when fitting the harvester with fodder chopper-ejector. The study shows that, from the point of wiev of energy, the fitting of the self propelled harvester with a sole equipment fodder chopper-ejector will be of benefit and will simplify the construction of the harvester.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 7, 1 fig., 4 tabs., 5 bibl. paps.

DC : 631.3

Chelemen, I., Grecu, B., Miu, C.: **Study on the parameters of the fodder chopper-ejector of the fodder-harvesters using the principle of the cross forcing fan**

The present article is a study used as a base for calculating the construction and functional parameters of the fodder chopper-ejector of its housing designed for C.A.F. harvester, starting from the cross fans. At the same time it is showed the optimum constructive size of the knife and the fodder chopper-ejector.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 7, 8 fig., 3 tabs., 8 bibl. paps.

DC : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S.: **The study of the influence of the work width over the production capacity of the ploughs**

In the paper, on the basis of an analysis of the factors that influence the work capacity of the ploughs and the actual time of ploughing per surface unit, there are emphasized the ways which determine the maximum capacity and the minimum time. Out of this, there result the advantages offerred by, those ploughs that have a work width continuously variable regarding the efficient use of energy resource.

Construcția de mașini, 35 (1983), no, 7, 1 fig., 1 tab., 3 bibl. paps.

DC : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S.: **On a automatic relief mechanism for plough-bodies with digger. Considerations on determining position, speed and acceleration functions**

In the paper it is presented a new type of automatic relief mechanism for plough-bodies with digger. A study with the help of a computer har been made in order to determine the position, speed and acceleration functions for each point of the mechanism. The study allows to make a kinetic and static analysis of the mechanism in order to determine the reactions within the kinematic coupling with the aim to design the mechanism.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 7, 11 fig., 1 tabl., 4 bibl. paps.

DC : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S.: **Calculus algorithm for a study on a computer of the stability of the digger plough**

In the paper it is presented a calculus algorithm for the study of the stability of ploughs under work conditions. Unlike the study methods used at present and shown in the literature, the method allows a complex, precise and fast study resulting in the value of the factors of stability on a vertical and horizontal plane for a large number of cases imposed by reality which allows the setting up of a very large number of cases imposed by reality which permits to establish the extreme values of those forces in order to correctly size the work and equilibrium parts of the ploughs.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 6, 4 fig., 1 tabl., 4 bibl. paps.

DC : 631.3

Roșca, I., Chelemen, I.: **On the Computation of the Power Absorbed for Fodder Pressing by Cylindrical Rollers**

The paper presents a method and a computation relation based on the experimental results given by the specialist literature for the power absorbed when actuating the processing rollers. Starting from these results a table giving the numerical values of power for various practical parameters is submitted.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 7, 3 fig., 1 table, 2 bibl. papers

---

DC : 631.3

Dinu, I., Ciucureanu, A.: **Modernizing the M.A.C.-3 machine by changing the press chamber mechanism**

The paper presents the press chamber of the M.A.C.-3 machine endowed with two pressing mechanisms, while also showing the advantages of the new system. The diagrams of the two pressing mechanisms are also given, while equations are established for determining the speed distribution by using the independent cycle method.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 7, 7 fig. 3 bibl. paps.

DC : 631.3

Roșca, I., Chelemen, I.: **On the Impact Balancing of Fodder Chopper Hammers Made by I.M.A.I.A. — Arad**

The paper presents the conditions and computing relations for the impact balancing of fodder chopper hammers made by I.M.A.I.A. — Arad. The computations submitted point to the fact that the necessary conditions are not met by the machines under study. The possibilities are further given of enhancing the impact balancing by an optimum correlation of the hammers design parameters.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 7, 1 fig., 1 table, 1 bibl. paper

---

DC : 631.3

Căsăndroiu, T., Enescu, N.: **Some Aspects Concerning the Problem of Elastic Elements of the Separation-Conveying Systems Used in the Aricultural Machines**

In this paper a new calculus methodology for the rational choosing of the elastic supports of a oscillating system used in the seeds sorting machine MCS-5/2,5 is shown. The final calculus relations and the values obtained for a practical example refering to the SU-4 and MCS-5/2,5 machines and also a new solution proposed by the authors are presented. The advantages of the solution which is used in the MCS-5/2,5 machine comparing to the solution used in the SU-4 machine are presented. The advantages of the solution proposed by the authors are also shown.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 7, 5 fig., 1 tab., 10 bibl. paps.

SOMMAIRES

CD : 631.3

Chelemen, I., Grecu, B., Miu, C., **Considérations théoriques concernant l'amoindissement de la consommation d'énergie aux machines pour la récolte des fourrages, en utilisant des appareils combinés, type hachoir-éjecteur avec application à la machine automotrice C.A.F.**

Dans l'éprueve est presenté un calcul théorique du pouvoir necessaire pour l'hachoir et le ventilateur-éjecteur utilisés à la machine automotrice pour la récolte des fourrages C.A.F., parallèlement à la détermination du même paramètre au cas de l'équipement de cette machine avec un hachoir-éjecteur. De l'étude effectué on peut conclure que l'équipement de la machine automotrice respective avec un seul appareil hachoir-éjecteur, ce qui conduit à la simplification constructive de celle-ci, est avantageux aussi du point de vue énergetique.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 1 fig., 4 tab., 5 réf. bibl.

CD : 631.6

Chelemen, I., Grecu, B., Miu, C. : **L'étude des paramètres de l'hachoir-éjecteur de fourrage pour les machines à recolter les fourrages en utilisant le principe du ventilateur transversal**

Dans cette épreuve est presenté un étude sur la base duquel peuvent être calculés les paramètres constructifs et fonctionels de l'hachoir-éjecteur et de sa carcasse, qui sera utilisé pour la machine C.A.F., en partant du principe fonctionel des ventilateurs transversals. En même temps est presentée la forme constructive optimale du couteau-aube et de la carcase de l'hachoir-éjecteur.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 8 fig., 3 tab., 8 réf. bibl.

CD : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Etude de l'influence de la largeur de travail sur la capacité de production des charrues**

Sur la base de l'analyse des facteurs qui influencent la capacité de travail des charrues et du temps effectif d'exécution du labourage par unité de surface, l'ouvrage présente les modalités qui déterminent la capacité maximale, respectivement le temps minimal. Il en résultent les avantages des charrues à largeur de travail continuellement variable pour l'utilisation efficiente de la source d'énergie.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 1 fig., 1 tab., 3 réf. bibl.

CD : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Mécanisme automatique de sûreté pour des etançons à versoir. Considérations sur la détermination des fonctions de position, vitesse et accélération**

L'ouvrage présente un nouveau type de mécanisme automatique de sûreté pour des étançons à versoir. On a réalisé une étude sur ordinateur pour déterminer les fonctions de position, vitesse et accélération pour chaque du mécanisme. L'étude permet ensuite une analyse cinétostatique du mécanisme pour la détermination des attelages cinématiques en vue de la projection du mécanisme.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 11 fig., 1 tab., 4 réf. bibl.

CD : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Algorithme de calcul pour l'étude sur ordinateur de la stabilité des charrues à versoir**

L'ouvrage présente un algorithme de calcul pour l'étude de la stabilité des charrues au travail. A la difference des méthodes d'étude utilisées actuellement, exposées dans la littérature de spécialité la nouvelle méthode perment une étude complexe, précise et rapide, dont on dégage les valeurs des forces de stabilité en plan vertical et horizontal pour un très grand nombre de cas imposés par la réalité, ce qui permet d'établir les valeurs extrêmes de ces forces pour le calcul correcte des dimensions des organes de travail et d'équilibre des charrues.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 6, 4 fig., 1 tab., 4 réf. bibl.

CD : 631.3

Roşca, I., Chelemen, I. : **Au sujet du calcul de la consommation d'énergie au pressage des fourrages à l'aide des tambours cylindriques**

En considérant une série de résultats expérimentaux mentionnés dans la littérature de spécialité, on présente dans cet ouvrage une méthodologie et une relation de calcul de la puissance nécessaire à l'actionnement des tambours de pressage. En vertu de ces résultats, on présente un tableau reproduisant les valeurs numériques de la puissance pour divers paramétres pratiques.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 3 fig., 1 tabl., 2 réf. bibl.

CD : 631.3

Dinu, I., Cuciureanu, A. : **La modernisation de la machine M.A.C. 3 par le changement du mécanisme de la chambre de pressage**

Cet article présente la chambre de pressage de la machine M.A.C 3 munie des deux mécanismes de pressage et on montre les avantages de ce nouveau système. On présente également les schémas des deux mécanismes de pressage et on établi pour le nouveau mécanisme, les équations déterminant la distribution de la vitesse à l'aide de la méthode des cycles indépendants.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 7 fig., 3 réf.

CD : 631.3

Chelemen, I., Roşca, U. : **Au sujet de l'équilibrage au choc des marteaux des machines à broyer les fourrages exécutées par I.M.A.I.A. — Arad.**

Cet ouvrage présente les conditions et les relations de calcul concernant l'équilibrage au choc des marteaux équipant les machines à broyer les fourrages, exécutées par I.M.A.I.A. d'Arad. Il résulte, des calculs présentés, que les conditions nécessaires ne sont pas observées dans le cas de ces machines. On indique ensuite les possibilités d'améliorer l'équilibrage au choc par une corrélation optimale des paramètres constructifs de ces marteaux.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 1 fig., 1 tabl., 1 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 631.3

Chelemen, I.. Grecu, B., Miu, C. : **Theoretische Überlegungen betreffend die Herabsetzung des Energieverbrauchs bei den Futterkombinen durch den Miteinsatz von Geräten von Type des Auswurf-Häckslers, erläutert an der C.A.F.**

Dargestellt wird in der Arbeit eine theoretische Berechnung des erforderlichen Leistungsbereiches für den Häcksler und den Auswurf-Ventilator, die bei der CAF-Eigenantriebfutterkombine Verwendung finden, vergleichen mit der Merkmalbestimmung im Falle der Ausstatung dieser Kombine mit einem Auswurf-Häcksler. Die durchgeführte Untersuchung ergab, dass mit Bezug auf den Energieverbauch die Ausstatung der besagten Eigenantriebkombine mit einem einzigen Auswurf-Häcksler-Gerät von Vorteil ist, nicht zuletzt zu einer konstruktiven Vereinfachung derselben führt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 1 Bild., 4 Taf., 5 Lit.

DK : 631.3

Chelemen, I., Grecu, B., Miu, C. : **Untersuchung der Konstruktionsmerkmale des Auswurf-Häckslers für Futterkombinen unter Berücksichtigung der Funktion des Querventilators**

In der Arbeit wird das Ergebnis einer Untersuchung dargestellt, aufgrund derer die Konstruktions — und Funktionsmerkmale des Auswurf-Häckslers und seines Gehäuses, der sich ausgehend von dem Funktionsprinzip von Querventilatoren für die CAF-Kombine empfiehlt, berechnet werden. Beschrieben wird ausserdem die optimale Bauweise des Schneidewerkes und des Gehäuses des Auswurf-Häckslers.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 8 Bild., 3 Taf., 8 Lit.

DK : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Das Studium des Einflusses der Arbeitsbreite auf die Produktionskapazität der Pflüge**

Durch eine Analyse der Faktoren, die die Arbeitskapazität der Pflüge und der effektiven Durchführungszeit der Ackerung auf die Oberflächeeinheit beeinflussen, sind in der Arbeit die Modalitäten hervorgehoben, die die maximale Kapazität, bzv die minimale Zeit bestinnen. Es ergibtsich die Vorteile der Pflüge mit standig veränderlicher Arbeitsbreite, was die effective Benutzung der Energiequelle betrifft.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 1 Bild., 1 Taf., 3 Lit.

DK : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Automatisierter Sicherheitsmechanismus der Pflugkörper mit Streichbrett. Betrachtungen über die Bestimmung der Positions —, Geschwindigkeits — und Beschleunigungsfunktionen**

Zusammenfassung.

In der Arbeit wird einen neuen automatisierten Sicherheitsmechanismus der Pflugkörper mit Streichbrett dargestellt. Es ist ein Studium auf Computer zur Bestimmung der Positions—, Geschwindigkeits — und Beschleunigungsfunktionen jedes Punkts des Mechanismus durchgeführt worden. Dieses Studium gestattet weiterhin die Realisierung der kinetostatischen Analyse des Mechanismus zur Bestimmung der Wirkungen der kinematischen Kupplungen, mit dem Zwesk der Projektierung des Mechanismus.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 11 Bild., 1 Taf., 4 Lit.

DK : 631.3

Păunescu, I., Pascu, S. : **Rechenalgorithmus zum Studium auf Computer der Stabilität der Pflüge mit Streichbrett**

In der Arbeit wird ein Rechenalgorithmus zum Studium der Arbeitsttablität der Pflüge dargestellt. Zum Unterschied von den bis jetzt angewendeten Studiummethoden, die in der Literatur erschienen sind, gestattet die Methode ein komplexes, genaues und rasches Studium ; es ergibt sich die Werte der Stabilitätskräfte auf waagerechte und senkrechte Ebene für eine sehr grosse Anzahl von Fällen, die von der Realität auferlegt sind, was die Bestimmung der äussersten Werte dieser Krafte gestattet, mit dem Zweck der genauen Abmessung der Felde und des Ausgleiches der Pflüge.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 4 Bild., 1 Taf., 4 Lit.

DK : 631.3

Roşca, I., Chelemen, I. : **Zur Berechnung des Energieverbrauchs beim Pressen der Futtermittel mit Hilfe von zylindrischen Walzen**

Im Beitrag werden anhand von den in der Fachliteratur vorhandenen experimentalen Ergebnissen eine Methodik und eine Beziehung zur Berechnung der erforderlichen Leistung für den Antrieb der Preßwalzen beschrieben. Auf ihren Grund wird eine Tabelle mit den numerischen Werten der Leistung für verschiedene praktische Parameter veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 3 Fig., 1 Tab., 2 Lit.

DK : 631.3

Dinu, I., Ciucureanu, A. : **Die Modernisierung der Maschine MAC 3 durch die Änderung der Druckkammervorrichtung**

Im Beitrag wird die Druckkammer der Maschine MAC 3 mit den beiden Druckvorrichtungen beschrieben und die Vorteile des neuen Systems hervorgehoben. Präsentiert werden desgleichen auch die Schemen der beiden Druckvorrichtungen. Für die neuentwickelte Vorrichtung werden auch die Gheichungen zur Bestimmung der Geschwindigkeitsverteilung nach der Methode der unabhängigen Arbeitszyklen veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 7 Fig., 3 Lit.

DK : 631.3

Roşca, I., Chelemen, I. : **Zum Hammerstoßausgleich bei den von I.M.A.I.A. — Arad gebauten Futtermühlen**

Im vorliegenden Beitrag werden die Bedingungen und die Berechnungsbeziehungen für den Hammerstoßausgleich bei den von I.M.A.I.A. — Arad gebauten Futtermühlen präsentiert. Aus den veröffentlichen Berechnungen geht hervor, daß bei den in Betracht gezogenen Maschinen, die erforderlichen Bedingungen nicht eingehalten werden. Anschließend werden die Möglichkeiten für die Verbesserung des Stoßausgleichs durch eine optimale Korrelation der bautechnischen Parameter der Hammer angegeben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 1 Fig., 1 Tab., 1 Lit.

DK : 631.3

Căsăndroiu, T., Enescu, N. :**Einige Probleme die sich auf die elastischen vibranten Systemen Schleidung-Förderung die für die Landwirtschaftlichen Maschinen verwendet werden**

In der Arbeit zeigt man die kompletten Rechnungvergleiche für die Auswahl der Vorteile des oszilanten Systemen im Vergleich zu ännlichen benützen Systemen MCS-5/2,5 zum reinigen der Samen.

Man zeigt die Endgültigen Rechnungvergleiche die erhalten wurden bei der Maschine MCS-5/2.5 die vorgeschlagenen Möglichkeiten aus denen sich ergiebt dass die Erfolge der Maschine SU-4 besser sind als die vorgeschlagenen Vorteile.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 5 Bild., 1 Taf., 10 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 631.3

Келемен, И., Греку, Б., Миу, К.: **Теоретические мнения касательно уменьшения расхода энергии у силосоуборочных комбайнов при использовании комбинированных аппаратов типа измелкателя — выбрасывателя, с пояснением у С.А.F.**

Настоящяя работа представляет теоретический расчёт нужной мощности для измелкателя и вентилатора — выбрасителя использованного у силосного самоходного комбайна С.А.F., по сравнению с определением такого же параметра при условии оборудования этого комбайна с исмелкаталем — выбрасывателем. Из этого исследования видно что, и с точки зрения расхода энергии, оборудование самоходного комбайна с одним аппаратом для измелчения и выбрасывания — выгодно и приводит к конструктивному учрощению комбайна.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 1 рис., 4 таб., 5 лит.

ДК : 631.3

Келемен, И., Греку, Б., Миу, К.: **Исследование параметров измелкателя — выбрасывателя у силосоуборочных комбайнов исползуя принцип поперечного вентилятора.**

Работа представляет исследование, на основе которого расчитанны конструктивные и функциональные параметры измелкателя — выбрасывателя и его кожуха, предусмотренного для комбайна С.А.F., исходя от функционального принципа поперечных вентиляторов. Одновременного предлогается оптимальная конструктивная форма ножа и кожуха измелкателя выбрасывателя.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 8 рис., 3 таб., 8 лит.

ДК : 631.3

Пэунеску, И., Паску, С.: **Изучение действия рабочего захвата на производительность плугов.**

В работе, на основе анализа факторов, влияющих на производительность плугов и эффективное время осуществления вспашки на единицу поверхности выявлены способы, определяющие максимальную производительность соответственно минимальное время. Из данной работы вытекают преимущества плугов с постоянным колебающим рабочим захватом, касающиеся эффективного использования источника энергии.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 1 рис., 1 таб., 3 лит.

ДК : 631.3

Пэунеску, И., Паску, С.: **Автоматический запирающий механизм для плужного отвального конуса. Соображения об определении функций положения, скорости и ускорения**

В работе представлен новый тип автоматического запирающего механизма. Было осуществлено исследование на вычислителе для определения функций положения, скорости и ускорения по каждой точке механизма. Это исследование позволяет в дальнейшем осуществление кинетостатического анализа механизма в виду определения противодействий из кинематических лепаток в целях проектирования механизма.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 11 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 631.3

Пэунеску, И., Паску, С.: **Расчетный алгорифм по исследованию на вычислителе стабильности отвальных плугов**

В работе представлен расчетный алгорифм в целях исследования стабильности плугов во время работы. В отличие от исследовательских, методов, использованных до сих пор и изложенных в литературе, метод позволяет проведение сложного, точного и быстрого исследования, вытекая значения стабильных сил в вертикальном и горизонтальном планах для большинства случаев, вызванных действительности и это позволяет определение экстремальных значений этих сил в целях правильного определения размеров рабочих и равновесных органов.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 4 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 631.3

Рошка, И., Келемен, И.: **О расчете расхожа энергии при пресовании корма при помощи цилиндрических валиков**

В работе, на основе опытных результатов литературы по специальности, представляется методика и соотношение расчета необходимой мощности для привода прессующих валиков. На этой основе дается таблица числовых значений мощности для различных практических параметров.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 3 рис., 1 табл., 2 лит.

ДК : 631.3

Дину, И., Чукуреану, А.: **Модернизация машины М.А.С. 3 изменением механизма камеры прессовывания**

В статье представлена камера прессовывания машины М.А.С. 3, предусмотренная двумя механизмами прессовывания, а также преимущества нового механизма. Изображаются также схемы этих двух прессовывающих механизма, а для нового механизма определяются уравнения, показывающие распределение скоростей методом независимых циклов.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 7 рис., 3 лит.

ДК : 631.3

Рошка, И., Келемен, И.: **О сбалансировании при шоке молотов машин дробления кормового материала, изготовленных на I.M.A.I.A. — Арад**

Работа представляет условия и расчетные отношения для сбалансирования при шоке молотов машин для дробления кормового материала, изготовленных на I.M.A.I.A. — Арад. Из представленных расчетов вытекает, что у этих машин не соблюдают необходимые условия. Даются, дальше, возможности улучшения сбалансирования при шоке путем оптимальной корелляции конструктивных параметров молотов.

„Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 1 рис., 1 табл., 1 лит.

CZ : 622.002.5

Constantinescu, I.: **Vibraţiile transversale ale coloanelor de prăjini ale maşinilor de forat suitori**

Studiul s-a efectuat asimilînd coloanele de prăjini cu bare a căror tensiune variază pe lungime datorită propriei greutăţi. Sînt expuse metodele de rezolvare a ecuaţiilor libere şi forţate şi metodele pentru determinarea limitelor superioare şi inferioare ale valorilor proprii λ_{k1} precum şi pentru obţinerea unor funcţii proprii aproximative u_k (x). Programele, în limbaj FORTRAN, au fost rulate pe un calculator „Felix 256", pentru două cazuri. Cu ajutorul listingurilor complete realizate pe calculator s-au construit familiile de curbe în mărimi adimensionale. Diagramele obţinute rezolvă şi problema stabilităţii elastice şi punctele critice de flambaj.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 7, 3 fig., 1 tab., 7 ref. bibl.

CZ : 622.002.5

Constantinescu, I., Constantin, D.: **Contribuţii matematice privind produsele maşinilor de sfărimare ce funcţionează în circuit închis sau deschis**

Funcţiile stabilite oferă posibilitatea de a cunoaşte granulometria produselor maşinilor de sfărîmare, în condiţii de funcţionare atît discontinui, cît şi continui, în circuit deschis sau închis. Ele permit, de asemenea, stabilirea influenţei parametrilor şi a condiţiilor de funcţionare (debitul de alimentare al maşinii, raportul de material de recirculaţie, compoziţia granulometrică a materialului de alimentare) asupra rezultatelor mărunţirii şi — în consecinţă — să se determine condiţiile optime de funcţionare.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 7, 3 fig., 8 ref. bibl.

DC : 621.867

Munteanu, M.: **The dynamic of electromagnetic shakers conveyors and feeders**

In this article, the author discusses method of calculation for determining the amplitudes, initial phases, natural frequencies and the necessary mean power of electromagnetic shaker conveyors and feeders, which are steadily gaining importance in all branches of industry. The frequency range of working regime and the possibility to establish optimal regimes have been also analysed. The following types of electromagnetic shakers were taken in consideration : closed two-mass vibration system, open two-mass vibration system, open two-mass vibration system and link-quided closed three-mass vibration system. The article contains valuble information for all engineers and designers concerned with the calculation of electromagnetic shaker conveyors and feeders.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 6 fig., 5 bibl. paps.

DC : 622.002.5

Constantinescu, I.: **Transverse Vibrations Concerning the Line of Rods of the Raise Drilling Machine**

The study is based upon the assimilation of the line of rods undergoing a variable lenght stress due to their own weight. The paper gives the methods of solving the ecuations of both free and forced vibrations, and the methods to establish the upper and lower limits of the proper values λ_{k1} as well as to obtain approximate characteristic function u_k (x). The programmes in FORTRAN language have been run on a FELIX 256 computer for two instances. The families of curves in dimensionless quantities have been traced by means of the complete computer-based listings. The diagrams achieved also solve the problem of elastic stability and critical buckling points.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 7, 3 fig., 1 table. 7 bibl. papers

---

DC : 622.002.5

Constantinescu, I., Constantin, D.: **Mathematical Contributions Concerning the Products of Crushing Machines Operating in a Closed or Open Circuit**

The functions established give the possibility to know the grain size of the products resulting from crushing machines operating under continuous and discontinuous conditions in an open or closed circuit. The influence of both parameters and operating conditions (machine feeding output, recycling material ratio, feeding material grain composition) upon the grinding results can also be established and the optimum operating coditions can be derived.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 7, 3 fig., 8 bibl. papers

---

CD : 631.3

Căsăndroiu, T., Enescu, N.: **Quelques aspects concernant les elements élastiques des systèmes de séparations-transport utilisés aux machines agricoles**

L'article expose une méthodologie de calcul complet concernant le choix rationel des supports élastiques des systèmes oscillatoires pareils, utilisés à la machine à sorter des semelles MCS-5/2,5. On y présente les relations de calcul, les valeurs obtenues dans le cas d'un exemple pratique concernant les machines SU-4 et MCS-5/2,5. Les auteurs proposent une solution technique, d'où on tire comparativement les avantages de la solution de la machine MCS-5/2,5 par rapport à celle utilisée à la SU-4 et encore les avantages de leur solution.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 5 fig., 1 tab., 10 réf. bibl.

CD : 621.867

Munteanu, M. **Dynamique des transporteurs et alimentateurs a comande electromagnetique**

Dans cet article, l'auteur indique des méthodes de calcul permettant de determiner les amplitudes, les phases, les pulsation naturelles, et le pouvoir moyenne nécessaire des transporteurs and alimentateurs a comande electromagnetique. s'imposant de plus and plus dans tous les secteurs industriels. On a analysé aussi le domaine des frequences de travail et la possibilité d'établir des regimes optimaux. On a presenté les types suivants des transporteurs and alimentateurs electromagnetique : système d'oscilation bi-masse, type fermé ; système d'oscilation bi-masse, type ouvert ; and système d'oscilation bi-masse, type fermé et guidé par bras. Ce travail fournit au practicien des donnés utile pour le calculs entrant dans l'étude des machines vibrants à comande electromagnetique.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 6 fig., 5 réf. bibl.

CD : 622.002.5

Constantinescu, I. : **Les vibrations transversales des colonnes de tiges des machines à forer les puisards**

On a effectué cette étude en assimilant les colonnes de tiges avec des barres dont la tension varie selon la longuer par l'effet du poids propre. On expose les méthodes de résoudre les équations des vibrations libres et forcées et les méthodes pour déterminer les limites supérieures et inférieures des valeurs propres λ_{k1} ainsi que pour obtenir des fonctions propres approximatives u_k (x). Les programmes, en langage FORTRAN, ont été roulés sur une calculatrice FELIX 256 pour deux cas. A l'aide des listings complets, réalisés sur calculatrice, on a construit les familles de courbes en grandeurs adimensionnelles. Les diagrammes obtenus peuvent résoudre aussi le problème de la stabilité élastique et les points de flambage critiques.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 3 fig., 1 tab., 7 réf.

CD : 622.002.5

Constantinescu, I., Constantin, D.: **Contributions mathématiques concernant les produits des machines à broyer fonctionnant en circuit ouvert ou fermé**

Les fonctions établies permettent de connaître la granulométrie des produits fournis par les machines à broyer dans des conditions de fonctionnement continuu. en circuit ouvert ou fermé. Elles permettent également d'établir l'influence exercée par les paramètres et les conditions de fonctionnement (débit d'alimentation de la machine, le rapport du matériau de circulation, la composition granulométrique du matériau d'alimentation) sur les résultats du broyage et, par conséquent, de déterminer les conditions de fonctionnement optimales.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 7, 3 fig., 8 réf.

DK : 621.867

Munteanu, M.: **Die Dinamik der electromagnetische schwingforderrinnen und schwingnetzamschlusse**

In diesem Artikel ist eine Berechenmethode der Amplituden, der Initialphasen. der Eigenfrequenzen und der notwendigen Mittelerregrkraft für electromagnetische Schvingforderrinnen und Schvingnetzamschluse vorgeführt, welche sich immer mehr, in vielen Industriezweigen behaupten. Ebenfals werden im Arbeitsbereicht der Erregerfrequenzen, so wie die Möglichkeit zu zur Erhaltung einiger optimaler Funktionsbedigung analysiert. Es werden folgende deri Maschinenarten vorgéfuhrt: geschlossenes Zweimassenschwingsystem, offenes Zweimassenschwingsystem und lenkergeführtes, geschlossenes Dreimassenschwingsystem. Die vorliegende Arbeit stellt den Ingenieuren die Auskunft der dinamischen Berechnung für electromagnetische Schwingmaschinen zur verfügung.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 6 Bild., 5 Lit.

DK : 622.002.5

Constantinescu, I.: **Die Querschwingungen der Bohrsäulen bei den Aufbruchbohrmaschinen**

Zur Ausführung der Untersuchung wurden die Bohrsäulen den Stangen angeglichen, deren Spannung durch das eigene Gewicht in Längsrichtung schwingen. Beschrieben werden die Methoden zur Lösung der Gleichungen für die freien und erzwungenen Schwingungen wie auch die Methoden zur Ermittlung der obersten und untersten Grenzen der Eigenwerte λ_{k1} und für die Erzielung von annähernd eigenen Funktionen u_k (x). Die in FORTRAN-Sprache abgefaßten Programme werden auf einem Rechner Felix 256 für zwei Fälle verarbeitet. Mit Hilfe der vom Rechner ausgedruckten vollständigen Listen wurde die Kurvenfamilie aufgrund von dimmensionslosen Größen ermittelt. Die erzielten Diagramme lösen auch das Problem der elastischen Stabilität wie auch die kritischen Knickpunkte.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 3 Fig., 1 Tab., 7 Lit.

DK : 622.002.5

Constantinescu, I., Constantin, D.: **Mathematische Beiträge hinsichtlich des von den Brechmaschinen, die im geschlossenen oder offenen Kreislauf arbeiten, erzielten Brechguts**

Die ermittelten Funktionen bieten die Möglichkeit die Korngröße des Brechguts zu kennen sowohl beim kontinuierlichen als auch beim diskontinuierlichen Betrieb im offenen oder geschlossenen Kreislauf. Sie ermöglichen desgleichen die Ermittlung des von den Betriebsparameter und den Betriebsbedingungen (der Durchsatz bei der Beschickung der Maschine, das Verhältnis des rückgeführten Materials, die Zusammensetzung der Korngrößen bei dem Beschickungsmaterial) ausgeübten Einflusses auf das Mahlergebnis und dementsprechend, die Festlegung der optimalen Betriabsbedingungen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 7, 3 Fig., 8 Lit.

ДК : 631.3

Кэсэндрою, Т., Енеску, Н.: **Ряд аспектов об эластичных элементах систем отделения-транспортировки для сельхозмашин**

В работе представляется полная расчетная методология для рационального выбора эластических суппортов колеблющихся систем, похожии на те, использованные для машины по очистке семян М.С.S. — 5/2,5. Представлены расчетные отношения и полученные значения для практического примера о машинах СУ—4, МКС—5/2,5 и решение, предложенное авторами, из которого вытекают выгоды решения у МКС—5/2,5 по сравнению с решением для СУ—4, а также выгоды предложенного решения.

„Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 5 рис., 1 табл., 10 лит.

ДК : 621.867

Мунтеану, М.: **Динамика вибрирующих машин транспортерного и снабжающего типа с электромагнитными генераторам вибраций**

В работе определяются расчетные отношения амплитудов, первичных фаз, собственных вибраций, а также средней необходимой мощности для вибрирующих конвейеров и снабжающих машин с электромагнитным при водом, которые использовались за последнее время в большей степени во многочисленных промышленных отраслях. Проанализировали также области приводных частот, а также возможность получения оптимальных режимов работы. Представлены следующие типы машин: двустоловые закрытого типа двустоловые открытого типа и трехстоловые закрытого типа с управлением балками. Работа ставит в распоряжении инженеров и проектировщиков элементы динамического расчета для этого типа вибрирующих машин.

„Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 6 рис., 5 лит.

ДК : 622.002.5

Константинеску, И.: **Поперечные вибрации штанговых колонн машин бурения дудок**

Изыскания разработали осваивая балковых штанговых колонн, чье напряжение варьирует по длине, благодаря собственному весу. Указаны методы решения уравнений свободных и принудительных вибраций и методы определения наивысших и наименьших пределов собственных значений λ_k, а также для получения ряда собственных приблизительных функций μ_k (x). Программы на языке ФОРТРАН были использованы на ЭВМ ФЕЛИКС 256 для двух случаев. При помощи полных напечатанных листов на ЭВМ постороены семьи кривых по неразмерных величинам. Полученные диаграммы решают и вопрос эластической стабильности и критические точки изгиба.

„Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 3 рис., 1 табл., 7 лит.

ДК : 622.002.5

Константинеску, М., Константин, Д.: **Математический вклад в получение изделий дробильных машин, работающих при замкнутой или незамкнутой цепи**

Определенные функции дают возможность ознакомиться с гранулометрией дробильных машин в условиях функционирования, как прерывных, так и непрерывных, при замкнутой или незамкнутой цепи. Они позволяют также определение влияния параметров и ксловий работы (дебит снабжения машины, соотношение материала рециркуляции, гранулометрическйй состав снабжаюего материала) над результатам дробления и — впоследствии — определять оптимальные условия работы.

„Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 7, 3 рис., 8 лит.

CZ : 631.3

Considerații teoretice privind reducerea consumului de energie la combinele de recoltat furaje, prin folosirea de aparate combinate de tip tocător-aruncător, cu exemplificare pentru combina autopropulsată pentru furaje (C.A.F.)

Conf. dr. ing. Ion **CHELEMEN**, asist. ing. Barbu **GRECU** — Institutul Politehnic București
Ing. Constantin **MIU** — I.M.A. „Semănătoarea" — București

Introducere

Literatura de specialitate demonstrează [1], iar practica a confirmat [2, 3], că, atît din punct de vedere constructiv, cît și din punct de vedere energetic, este avantajos ca operațiile de tocare și evacuare a tocăturii din mașină, precum și transportul acesteia în remorcă, la combinele de recoltat furaje, să fie efectuate de același aparat. Dacă, din punct de vedere constructiv, acest lucru este evident, datorită simplificării mașinii, în ceea ce privește consumul de energie, problemele sînt mai puțin evidente. Aceasta, deoarece viteza de rotație a tamburului tocător-aruncător, care efectuează ambele procese, este în general mai mare decît cea a tamburului tocător, care execută doar procesul de tocare.

Un studiu efectuat de E. I. Reznic [1] arată că în cazul combinei SK-2,6, înzestrată cu tocător clasic, aproximativ 40% din masa tocată rămîne în continuare pe cuțit, necesitînd un consum suplimentar de energie pentru evacuare din aparat, 30% din masa tocată este proiectată pe carcasă, fără ca această energie cinetică să poată fi valorificată și numai 30% din masa de furaj tocată cade liber sub propria greutate, ajungînd direct la transportorul de evacuare.

Din cele prezentate mai sus, rezultă că în cazul aparatului clasic de tocare, folosit la combinele de recoltat furaje, o cantitate importantă de energie se consumă în mod inutil prin frecare pe cuțit și șoc. În ansamblu, consumul de energie în cele două variante, cu tambur tocător (nearuncător) și cu tambur tocător-aruncător, după E. I. Reznic, se poate repartiza ca în tabelul 1, unde :

P_t — puterea necesară pentru tocare ;

P_0 — puterea necesară acționării în gol a tamburului ;

P_f — puterea necesară evacuării masei totale rămasă pe cuțit ;

P_s — puterea corespunzătoare consumului de energie pierdut prin șocul dintre o parte a masei tocate și carcasă ;

P_a — puterea necesară evacuării masei tocate din mașină și transportului acesteia în remorcă (puterea de aruncare) ;

P_{tot} — puterea totală necesară antrenării tamburului tocător.

Din datele de mai sus, rezultă că tocătorul-aruncător consumă numai cu 10—15% mai multă energie decît un tocător clasic, care rezolvă numai procesul de tocare. Consumul suplimentar de energie se datorește efectului de ventilație mai puternic al tocătorului-aruncător. Dacă se are în vedere că, în cazul folosirii unui tambur tocător clasic, combinele actuale sînt prevăzute, de obicei, cu un ventilator-aruncător, care necesită un consum important de energie, uneori aproximativ egal cu cel al tocătorului, rezultă că pe ansamblu, în cazul folosirii unui tocător-aruncător se obține o economie de energie.

Din calculele noastre, consumul de energie la tocare al tocătorului-aruncător este mai mare decît cel indicat de E. I. Reznic, fie datorită vitezei de rotație mai mare, fie datorită folosirii unui număr mai mare de cuțite. Rezultă astfel că tocătorul-aruncător are un consum mai mare cu 10—15%, comparativ cu

Tabelul 1

Tipul tamburului	P_t [%]	P_0 [%]	P_f [%]	P_s [%]	P_a [%]	P_{tot} [%]
nearuncător	50-60	15-13	10-14	15-18	—	100
aruncător	50-60	23-26	—	—	23-27	110-115

Parametrii constructivi și funcționali ai aparatului de tocat și ai ventilatorului-aruncător de la C.A.F., precum și ai tocătorului-aruncător propus

Tabelul 2

Marca mașinii	Denumirea aparatului	Diametrul exterior al tamburului (rotorului) mm	Diametrul interior al tamburului (rotorului) mm	Lungimea tamburului (rotorului) mm	Numărul de cuțite (palete) z	Turația tamburului (rotorului) rot/min
C.A.F.	Tocător	410	350	580	6	1060
	Ventilator-aruncător	920	440	210	4	880
Stand	Tocător-aruncător	410	280	580	8	1450

tocătorul clasic. Cu toate acestea, consumul de energie al tocătorului-aruncător, după cum o să rezulte în cele ce urmează, este mai mic decît cel absorbit de cele două aparate folosite în prezent : tocătorul și ventilatorul-aruncător.

În cele ce urmează, se încearcă o exemplificare a concluziilor de mai sus prin calcul, făcînd referiri la combina de fabricație românească C.A.F., prevăzută cu un tocător clasic nearuncător, și cu un ventilator-aruncător, în ipoteza echipării acesteia cu un tocător-aruncător.

Parametrii tamburului de tocare și ai ventilatorului-aruncător de la C.A.F. sînt prezentați în tabelul 2. În același tabel sînt prezentați și parametrii tocătorului-aruncător preconizat. Acești parametri au fost aleși în așa fel, încît acest tocător-aruncător să poată fi montat direct pe C.A.F. în locul actualului tocător (diametrul și lungimea tamburului în cele două variante sînt identice).

Capacitatea de lucru a combinei cu cele trei echipamente este indicată în tabelul 3.

În continuare, se va calcula puterea necesară pentru cele trei aparate, în scopul punerii în evidență a reducerii consumului de energie, în cazul echipării C.A.F. cu un tocător-aruncător.

Calculul puterii necesare aparatului de tocare al combinei C.A.F.

Puterea necesară antrenării tamburului de tocare se poate considera suma următoarelor puteri componente : puterea necesară pentru tocare, puterea absorbită prin efect de ventilație, puterea necesară evacuării tocăturii rămasă pe cuțit și puterea absorbită prin șocul dintre tocătură și carcasa aparatului.

Puterea necesară procesului de tocare se poate calcula cu relația :

$$P_t = \frac{M_{t\,med} \cdot \omega}{1000} \quad [kW] \qquad (1)$$

unde :

$M_{t\,med}$ — este momentul de torsiune mediu la arborele tamburului dat de forțele de tăiere în [Nm] ;
ω — viteza de rotație a tamburului în [s^{-1}].

Momentul de torsiune mediu la arborele tamburului, datorită numai procesului de tocare, se calculează avînd în vedere variația și valoarea maximă a momentului de torsiune datorită procesului de tocare [4], care este dat de relația :

$$M_t = q \cdot r \cdot \Delta S \cdot \cos\tau (1 + f' \operatorname{tg}\tau) \quad [Nm] \qquad (2)$$

Capacitatea de lucru a C.A.F. cu cele trei echipamente

Tabelul 3

	Producția [t/ha] ; [kg/m]		Echipament de recoltat din lan [t/ha] ; [kg/m]		Echipament de adunat din brazdă [t/h] ; [kg/s]		Echipament de recoltat porumb [t/h] ; [kg/s]	
Lucernă	16,2	6,9	22,2	6,2	18,4	5,1	—	—
Sorg+iarbă de Sudan	55,1	—	31,5	8,8	—	—	—	—
Ovăz+mazăre	—	7,2	—	—	18,8	5,2	—	—
Porumb siloz	55,0	—	—	—	—	—	34,1	9,5

unde :

q — presiunea specifică dintre muchia cuțitului și furaj în timpul procesului de tocare [N/m] ;

r — raza exterioară a tamburului, [m] ;

s — lungimea maximă de contact a muchiei tăietoare a cuțitului cu furajul în timpul tocării, [m] ;

τ — unghiul de alunecare al cuțitului tamburului de tocare ;

f' — coeficientul tăierii cu alunecare.

Unghiul de alunecare τ este un parametru constructiv al aparatului și se poate determina cu relația :

$$\operatorname{tg}\tau = \frac{D_t \cdot \psi}{2L_t} \tag{3}$$

unde :

D_t — diametrul tamburului de tocare ;

L_t — lungimea tamburului de tocare ;

ψ — unghiul corespunzător proiecției în plan transversal al celor două puncte extreme ale muchiei tăietoare a cuțitului ($\psi = 55^0 = 0{,}96$ rad).

Lungimea segmentului Δs este dată de relația :

$$\Delta s = \frac{a}{\sin\tau} \tag{4}$$

unde a este grosimea stratului de furaj în timpul tocării.

Variația momentului de torsiune în timpul unei rotații la arborele tamburului de tocare este prezentată în figura 1. Pentru construcția diagramei se cer a fi cunoscuți următorii parametri :

$$\mathcal{X}_1 = L_t \cdot \operatorname{tg}\tau = 580 \cdot \operatorname{tg}18^0 20' = 197 \text{ [mm]}$$

$$\Delta = \frac{\pi D}{z} - \mathcal{X}_1 = \frac{1290}{6} - 197 = 18 \text{ [mm]}$$

Pentru ușurința trasării diagramei, în abscisă se ia desfășurata tamburului πD în loc de unghiul la centru. Momentul de tăiere este dat de relația :

$$M_{t\,med} = \frac{6 \cdot A_1}{\pi D} \tag{5}$$

unde A_1 este aria formată de curba de variație a momentului de tăiere cu abscisa, exprimată în [Nm.mm] și are expresia :

$$A_1 = \frac{(x_1 + a) + (x_1 - a)}{2} \cdot M_{t\,max} \tag{6}$$

Puterea absorbită prin efectul de ventilație al tamburului de tocare [5] este dată de relația :

$$P_0' = \frac{\gamma_a \cdot L_t (R_e - R_i) \cdot \varepsilon^2 \cdot v_f^3 \cdot z}{2 \cdot 1000} \quad \text{[kW]} \tag{7}$$

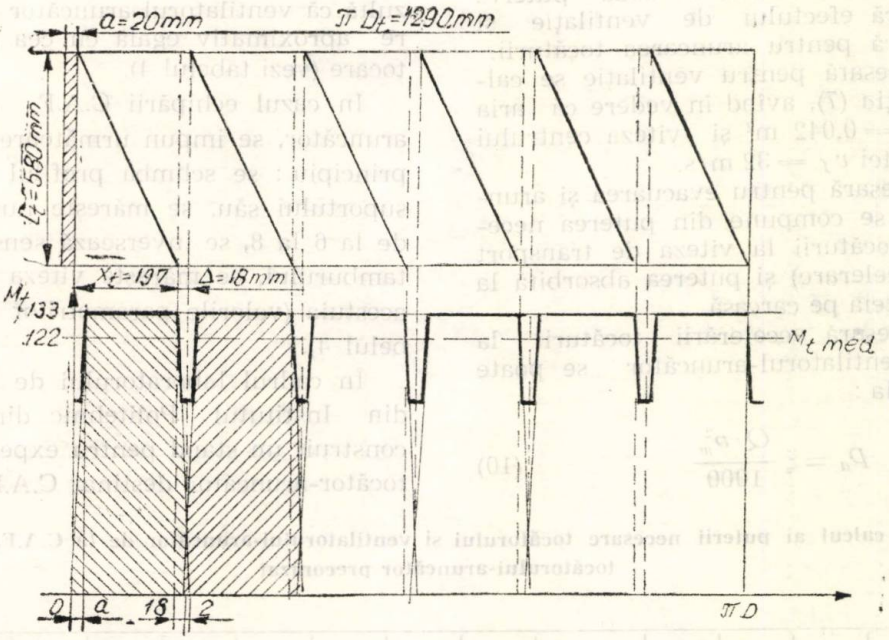


Fig. 1

Literatura de specialitate indică pentru acest parametru valori cuprinse între 20 și 40 mm. Din observațiile efectuate la încercările C.A.F. rezultă că a $\simeq$ 20 mm.

Parametrii q și f' sînt funcție de unghiul τ și se aleg din diagrame [4].

unde :

γ_a — masa volumică a aerului ($\gamma_s = 1{,}24$ kg/m^3)

R_e, R_i — razele exterioară și interioară ale cuțitului, față de axa tamburului ($R_e = 205$ mm, $R_i = 170$ mm) ;

ε — coeficent de proporționalitate, raportul dintre viteza medie a curentului de aer și viteza cuțitului (se adoptă $\varepsilon = 0{,}55$) ;

v_f — viteza secțiunii mediane a cuțitului în plan longitudinal, în [m/s].

În cazul considerat $R_f = 0{,}19$ m și deci $v_f = R_f \omega = 21$ m/s. Trebuie menționat că s-a neglijat puterea absorbită prin frecarea în lagărele rotorului, considerîndu-se că puterea la mersul în gol P_0 este aproximativ egală cu cea datorită efectului de ventilație (P_0').

Puterea necesară evacuării tocăturii rămasă pe cuțit se determină ținînd seama de considerentele făcute mai sus (vezi tabelul 1) ;

$$P_f = \left(\frac{1}{5} \div \frac{1}{4}\right) P_t \qquad (8)$$

Puterea pierdută prin șocul dintre tocătură și carcasa aparatului se poate estima în același mod :

$$P_s \simeq \frac{3}{10} P_t \qquad (9)$$

Rezultatele obținute sînt arătate în tabelul 4.

Calculul puterii necesare antrenării ventilatorului-aruncător de la C.A.F.

Puterea necesară ventilatorului-aruncător se poate considera ca sumă a două puteri : puterea necesară efectului de ventilație și puterea necesară pentru aruncarea tocăturii.

Puterea necesară pentru ventilație se calculează cu relația (7), avînd în vedere că aria unei palete $A_1 = 0{,}042$ m² și viteza centrului de masă al paletei $v_f = 32$ m/s.

Puterea necesară pentru evacuarea și aruncarea tocăturii se compune din puterea necesară aducerii tocăturii la viteza de transport (puterea de accelerare) și puterea absorbită la deplasarea acesteia pe carcasă.

Puterea necesară accelerării tocăturii la intrarea în ventilatorul-aruncător se poate calcula cu relația :

$$P_a = \xi \frac{Q \cdot v_m^2}{1000} \qquad (10)$$

în care :

ξ — raportul dintre viteza imprimată tocăturii și viteza paletei ;

Q — capacitatea de lucru a combinei ;

v_m — viteza medie de deplasare a tocăturii în carcasa ventilatorului aruncător ($v_m \simeq 38{,}7$ m/s).

În cazul de față se va lua în considerație capacitatea de lucru realizată de combină cu echipamentul de recoltat din lan, pentru care efectul de ventilație este preponderent.

Puterea necesară pentru deplasarea cu frecare a tocăturii pe carcasa ventilatorului se calculează cu relația :

$$P_f = \frac{\mu \pi Q \cdot v^2}{1000} \quad [\text{kW}] \qquad (11)$$

unde :

μ — coficientul de frecare dintre tocătură și carcasă ($\mu = 0{,}1 \div 0{,}3$) ;

v — viteza periferică a rotorului ventilatorului-aruncător.

Din relațiile de mai sus se observă că valorile obținute depind de valorile adoptate pentru coeficienții ε, ξ și μ. Rezultă deci că pentru stabilirea valorii reale a puterii necesare a acestui aparat sînt necesare determinări experimentale. Dacă pentru acești coeficienți adaptăm valorile medii recomandate de literatura de specialitate ($\varepsilon = 0{,}4$; $\xi = 1$; $\mu = 0{,}2$) rezultă că ventilatorul-aruncător necesită o putere aproximativ egală cu cea a aparatului de tocare (vezi tabelul 4).

În cazul echipării C.A.F. cu un tocător-aruncător, se impun următoarele modificări de principiu : se schmbă profilul cuțitului sau a suportului său, se mărește numărul de cuțite de la 6 la 8, se inversează sensul de rotație al tamburului, se mărește viteza de rotație a acestuia (valorile parametrilor sînt date în tabelul 4).

În cadrul laboratorului de Mașini Agricole din Institutul Politehnic din București s-a construit un stand pentru experimentarea unui tocător-aruncător destinat C.A.F. Cuțitele toca-

Parametrii de calcul ai puterii necesare tocătorului și ventilatorului-aruncător de la C.A.F., precum și ai tocătorului-aruncător preconizat

Tabelul 4

	Q [kg/s]	τ [grade]	f	q [N/m]	ΔS [mm]	V [m/s]	Mt_{max} [Nm]	Mt_{med} [Nm]	P_t [kW]	P_0 [kW]	P_a [kW]	P_s [kW]	P_f [kW]	P_{tot} [kW]
Tocător	6,2	18°20'	0,053	$10{,}5 \times 10^3$	64	22,74	133	122	13,5	0,21	—	4,05	3	20,76
Ventilator aruncător	6,2	—	—	—	—	42,50	—	—	—	1,03	9,3	—	7	16,83
Tocător aruncător	6,2	15°30'	0,044	11×10^3	75	31	165	165	24.8	0.4	4,7	—	—	29,9

torului-aruncător sînt elicoidale și au profil circular, radiale la interior și sub unghi de 30° (înclinate înalte) la exterior.

Calculul puterii necesare tocătorului-aruncător destinat C.A.F.

Se va folosi metodica de mai sus considerînd puterea necesară ca sumă a următoarelor puteri componente : puterea necesară pentru tocare, puterea necesară la mersul în gol și puterea necesară evacuării și transportului masei tocate în remorcă.

Din condiția de moment de tăiere constant $z = 8$ a rezultat $\tau = 15^0 30'$ și corespunzător, ceilalți parametrii (f', q, Δs). Din condiția de aruncare (viteza absolută a particulelor la ieșire din aparat să fie mai mare de 35 m/s), verificată și de condiția de debit de aer (debitul de aer al tocătorului-aruncător să fie mai mare sau egal cu cel dat de ventilatorul-aruncător actual), a rezultat că este suficientă o viteză periferică a tocătorului-aruncător de 31 m/s, respectiv $\omega = 150\ s^{-1}$.

Cu aceste date se poate calcula puterea necesară pentru tocare. Celelalte două componente ale puterii se pot calcula folosind relațiile (7) și (10) și datele din tabelul 3. Rezultatele sînt prezentate în tabelul 4.

Concluzii

1. Din studiul prezentat rezultă clar că și din punct de vedere energetic este avantajos să se folosească, în locul celor două aparate existente la combinele de recoltat furaje, tocătorul și ventilatorul-aruncător, un singur aparat, tocătorul-aruncător, care efectuează cele două procese, economia de putere în cazul C.A.F. fiind de circa 8 kW.

2. Din rezultatele obținute prin calcul rezultă consumul mare de energie absorbit de ventilatorul-aruncător (la C.A.F. circa 17 kW). Analizînd factorii care determină acest consum ridicat de energie, se observă că acesta se datorește în cea mai mare parte aruncării și frecării tocăturii pe suprafața interioară a carcasei ventilatorului aruncător.

3. În ceea ce privește consumul de energie al tocătorului-aruncător se observă că acesta este repartizat astfel : aproximativ 5/6 din putere este folosită pentru procesul de tocare, iar 1/6 este folosită pentru evacuarea și transportul masei tocate în remorcă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Reznic, N. E.* : Analisticescoe isledsvonia s pomoșcin electrono vîcislitelnoi mașinî protesa svîrnaia izmelcenoi masî vojenîmbarabanom șilosouborocinovo combina ; Revista „Tractorî i zdbozmașina" nr. 3/1964.

[2] *x x x* : Cosmoborocinîi complex „505-1" ; prospect al uzinei „Gomselmaș" din Gomelsc — U.R.S.S.

[3] *x x x* : Exaktfeldhacksler E-280, prospect al firmei Fortschritt, R.D.G.

[4] *Melnicov, S. V. ș. a.* : Mehanizația jivotnovodceschih ferm. zd. „Kalos", Moscova, 1969.

[5] *Krasniconko, A. V.* : Manualul constructorului de mașini agricole, vol. II, Ed. Tehnică, 1964.

CZ : 631.3

Calculul parametrilor tocătorului-aruncător de la combinele de recoltat furaje, în cazul folosirii principiului ventilatorului transversal

Conf. dr. ing. Ion **CHELEMEN**, asit. ing. Barbu **GRECU** — Institutul politehnic București
Ing. Constantin **MIU** — I.M.A. „Semănătoarea" București

La proiectarea tocătorului-aruncător de la combinele de siloz trebuie avut în vedere procesul de lucru al acestuia, care este diferit în cazul recoltării furajelor cu tulpina groasă (de exemplu porumbul), față de cazul recoltării ierburilor (de exemplu lucerna).

În primul caz tocătura este formată din particule grele, care pot fi ușor aruncate în conducta de evacuare de către tamburul tocător aruncător, în timp ce, în al doilea caz, tocătura este formată din fragmente de tulpini ușoare, care pot fi evacuate din mașină cu ajutorul curentului de aer creat chiar de tocătorul aruncător. Rezultă deci că tocătorul-aruncător trebuie să răspundă atît cerințelor de tocare, în bune condiții, a furajelor fibroase și grosiere, cît și cerințelor privitoare la efectul de ventilație al acestuia, cu ajutorul căruia masa tocată este refulată în remorcă, prin intermediul conductei de evacuare.

Studiul procesului de evacuare a masei tocate din combină, în cazul furajelor cu tulpină groasă, a fost efectuat în lucrările [1, 2].

Efectul de ventilație al tocătorului aruncător se poate realiza folosind principiul ventilatorului transversal, la care curgerea aerului se face după plane transversale, adică perpen-

diculare pe axul rotorului. În interiorul rotorului curentul de aer descrie traiectorii curbilinii, ceea ce conduce la formarea unui vîrtej (turbion), care are același sens de rotație cu cel al rotorului și axa lui O_1 este paralelă cu axa 0 a rotorului (fig. 1).

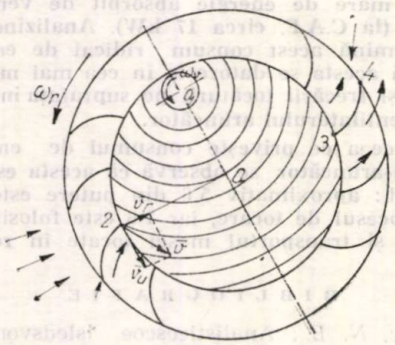


Fig. 1

Turbionul respectiv este liber și poate fi dirijat (deplasat) după rază. În cazul în care axa de rotație a turbionului coincide cu axa de rotație a rotorului ventilatorului, respectiv a tamburului tocător-aruncător, ventilatorului, nu aspiră aer și deci viteza radială $v_r = 0$. Pentru ca debitul ventilatorului să fie cît mai mare, este necesar ca axa turbionului să fie dispusă cît mai aproape de periferia rotorului.

Hodograful vitezelor în cazul ventilatorului transversal este prezentat în figura 2.

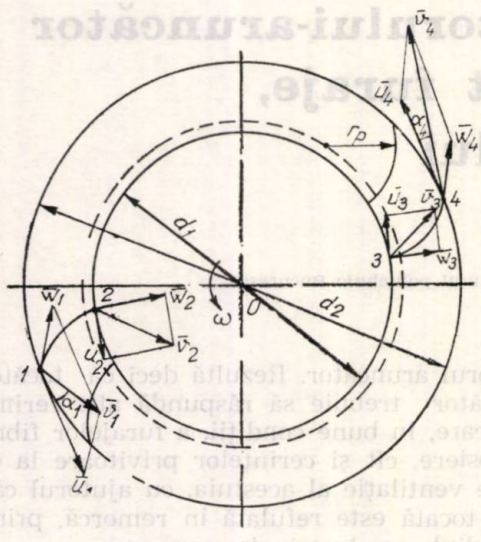


Fig. 2

Procesul de lucru al ventilatorului transversal depinde în mare măsură de geometria paletei. Aceasta trebuie astfel realizată încît să evite apariția unei accelerații negative în spațiul dintre palete și totodată să asigure o viteză relativă w constantă [3]. În acest scop literatura de specialitate [4] recomandă ca :

$$0{,}85 > \frac{d_1}{d_2} > 0{,}7, \qquad (1)$$

ceea ce conduce la necesitatea unor palete înguste. O formă simplă de paletă (cuțitul tocătorului-aruncător) care asigură ambele procese (tocare și efect de ventilație) este cea sub formă de arc de cerc. Avînd în vedere satisfacerea condițiilor optime ale ambelor procese (tocare și aruncare) și datele din literatura de specialitate [5], paletele trebuie dispuse înclinat înainte, radial la interior $\left(\beta_1 = \frac{\pi}{2}\right)$ și sub un anumit unghi $\beta_2 = \frac{\pi}{6}$ față de tangenta la cercul corespunzător diametrului exterior (fig. 3). În acest fel se asigură o viteză constan-

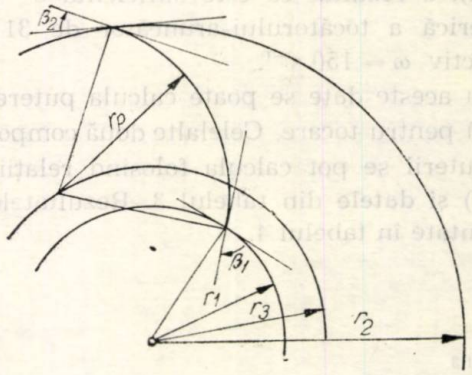


Fig. 3

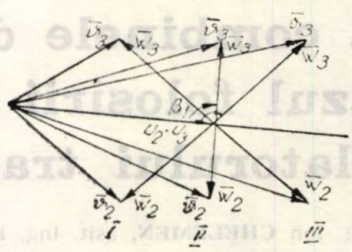


Fig. 4

tă în interiorul rotorului $v_2 = v_3$, așa după cum rezultă și din epura vitezelor (fig. 4), unde sînt indicate și cazurile generale $\left(\beta_1 < \frac{\pi}{2};\ \beta_2 > \frac{\pi}{2}\right)$

În zona de aspirație valoarea unghiului β_1 poate crește pînă la 1,832 radiani, dacă se ține seama de numărul finit de palete [6]. Unghiul $\beta_1 < \frac{\pi}{2}$ permite realizarea unei viteze $\bar{v}_{u4} > \bar{v}_{u1}$ (fig. 5). În cazul în care aerul intră radial în rotor (fig. 6) deci $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$ și deci $\bar{v}_{u1} =$

$=0$ și $\bar{v}_{r1} = \bar{v}_1$, rezultă în punctul 4 : $v_{r4} = v_{r1}$, $v_{u4} = 2u_4$, deoarece $W_4 = W_1$ și de sens contrar și $W_1 \cos \beta_2 = u_1$. Pe porțiunea 1—2 apare deci o reducere a vitezei relative, în timp ce pe porțiunea 3—4 are loc o accelerare forțată a curentului de aer (fig. 6).

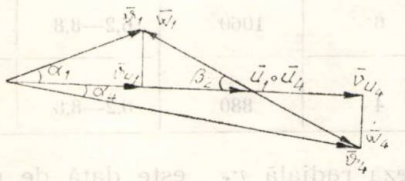


Fig. 5

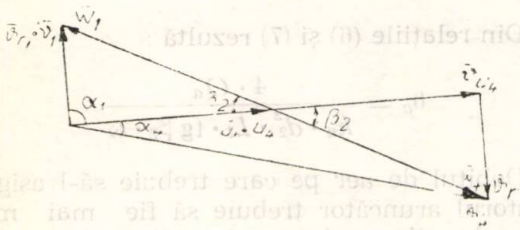


Fig. 6

O bună uniformitate a curentului de aer pe lățimea de lucru este dată de valoarea $\beta_2 = \frac{\pi}{6}$, ceea ce corespunde valorii optime și din punct de vedere al procesului de tocare.

Rotorul ventilatorului este introdus într-o carcasă cilindrică sau în formă de spirală, prevăzută cu fantă de aspirație corespunzătoare. Trebuie subliniat faptul că ventilatoarele transversale asigură coeficienți de presiune și capacități mai mari decît ventilatoarele centrifugale.

La proiectarea tocătorului-aruncător se vor avea în vedere atît condițiile de asigurare a unei bune tocări a plantelor, cît și condițiile funcționării acestuia ca ventilator transversal, efectuînd procesul de evacuare pneumatică a masei tocate și transportul acesteia în remorcă.

Debitul unui aparat de tocat furaje fibroase este dat de relația :

$$Q = a \cdot b \; l_t \cdot \gamma \cdot z \frac{\omega}{2\pi} \quad [\text{Kg/s}] \qquad (2)$$

unde :

a — este prosimea stratului de furaj în momentul tocării ($a = 20$—40 mm) ;

b — lungimea gurii de alimentare (aproximativ egală cu lungimea tamburului de tocare L_t) ;

l_t — lungimea tocăturii ($l_t = 5$—80 mm) ;

γ — masa volumică a furajului tocat ($\gamma = 250 \div 350$ kg/m³) ;

z — numărul de cuțite al tamburului de tocare ($z = 2$—10) ;

ω — viteza de rotație a tamburului de tocare ($\omega = 80$—150 s^{-1}).

Din această relație se poate calcula lungimea tamburului tocător-aruncător, sau cînd aceasta este impusă de lățimea de lucru a transportorului de alimentare, se poate calcula, numărul de cuțite al tamburului, care în general variază în limitele indicate, în funcție de lungimea tocăturii l_t impusă de condițiile zootehnice.

Diametrul tamburului de tocare se poate determina din condiția ca momentul de torsiune rezistent la arborele tamburului să fie constant, adică să se asigure un proces de tocare continuă, fără șocuri.

$$d_2 = \frac{L_t \cdot z \cdot \operatorname{tg} \tau}{\pi} \quad [\text{mm}] \qquad (3)$$

unde τ este unghiul de tăiere cu alunecare și trebuie să îndeplinească condiția :

$$\tau < \varphi_1 + \varphi_2 \qquad (4)$$

unde φ_1 și φ_2 sînt unghiurile de frecare dintre muchiile cuțitului respectiv contra cuțitului și și furaj ($\varphi_1 + \varphi_2 = 30^0 \div 35^0$).

Raza de curbură a cuțitului rezultă din condiția de realizare a $\sphericalangle \beta_2 = \frac{\pi}{6}$ și a $\sphericalangle \beta_1 = \frac{\pi}{2}$ prin intersecția cercului de rază r_p, cu cercul exterior de diametru d_2 și cu cercul interior de diametru d_1,

$$r_p = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2 r_2 \cos \beta_2} \quad [\text{mm}] \qquad (5)$$

Raza cercului de dispunere a centrelor de curbură a paletelor este dată de relația :

$$r_3 = \sqrt{r_1^2 + r_p^2} \quad [\text{mm}] \qquad (6)$$

În ceea ce privește proiectarea carcasei, se alege o carcasă de formă cilindrică, care satisface în condiții bune procesul de lucru al tocătorului-aruncător. Principalii parametrii care interesează sînt : poziția gurii de alimentare cu furaj, unghiul de aspirație, precum și poziția și raza de curbură a turbionului.

Poziția gurii de alimentare și deci poziția contra cuțitului se determină din condiția ca, în timpul procesului de tocare, să nu apară o presare a furajului pe fața posterioară a cuțitului. Cota h care determină poziția contracuțitului (fig. 7) este dată de relația :

$$h = a + \frac{d_2}{2} \sin \beta \qquad (7)$$

Parametrii constructivi și funcționali ai aparatului de tocare (tambur) și ai ventilatorului aruncător (rotor) de la combina de siloz C.A.F.

Tabelul 1

Denumirea aparatului	Diametrul exterior [mm]	Diametrul interior [mm]	Lungimea [mm]	Numărul de — cuțite — palete	Turația [rot/min]	Debitul de material [kg/s]	Debitul de aer [kg/s] [m³/s]
Tocător	410	350	580	6	1060	6,2—8,8	—
Ventilator aruncător	924	440	220	4	880	6,2—8,8	1,469 1,185

Din descompunerea vitezei tangențiale a tamburului pe direcția verticală și orizontală, rezultă :

$$\sin\beta = \frac{v_H}{v_z} = \frac{v_a}{v_t} \qquad (8)$$

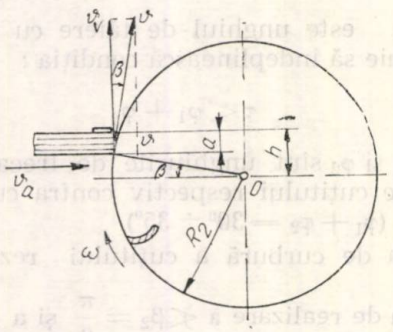


Fig. 7

și deci

$$h = a + \frac{d_2}{2}\frac{v_a}{v_t} \qquad (7')$$

unde v_a este viteza de alimentare și se determină cu relația :

$$v_a = \frac{l_t \cdot \omega \cdot z}{2\pi} \qquad (9)$$

v_t — viteza tangențială a tamburului $\left(v_t = \frac{d_2}{2}\omega = u\right)$

Din cele de mai sus rezultă că și conducta de evacuare a tocăturii va trebui să fie înclinată tot cu unghiul ß față de verticală, pentru a evita ciocnirea particulelor de tocătură cu pereții conductei.

Mărimea zonei de aspirație a aerului se determină din condiția de debit :

$$Q_a = k_u \cdot r_2\ \theta_a \cdot L_t\ v_{r1} \qquad (10)$$

unde :

k_u — este un coeficient de utilizare a suprafeței reale $k_u < 1$;

θ_a — unghiul la centru al zonei de aspirare.

Viteza radială v_{r_1} este dată de relația :

$$v_{r1} = u \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{d_2}{2}\omega \operatorname{tg}\beta_2 \qquad (11)$$

Din relațiile (6) și (7) rezultă :

$$\theta_a = \frac{4 \cdot Q_a}{k_u \cdot d_2^2 \cdot L_t \cdot \operatorname{tg}\beta_2 \cdot \omega} \qquad (12)$$

Debitul de aer pe care trebuie să-l asigure tocătorul aruncător trebuie să fie mai mare sau cel puțin egal cu cel realizat de ventilatorul aruncător de la combina respectivă care este dat de relația :

$$Q_a = A \cdot Z \cdot \varepsilon \cdot v_1 \cdot \gamma_a \quad [\text{kg/s}] \qquad (13)$$

unde :

A este aria suprafeței frontale a unei palete a ventilatorului aruncător ;

z — numărul de palete ;

v_1 — viteza centrului suprafeței respective ;

ε — coeficient de proporționalitate ce ține seama de raportul dintre viteza medie a curentului de aer și viteza punctului respectiv de pe paletă ;

γ_a — masa volumică a aerului în condițiile respective.

Turbionul va fi plasat cu axa pe cercul de diametru d_1, în poziție diametral opusă gurii de alimentare. Astfel se asigură la ieșirea din rotor o viteză ce variază după o lege tangențială și este constantă pe lățimea de lucru [7].

Turbionul induce viteze a căror direcție este după tangenta la cercurile ce au centrul pe axa turbionului. Raza turbionului, se determină pe cale experimentală astfel încît să se asigure continuitatea debitului de aspirație.

Calculul parametrilor tocătorului aruncător propus pentru C.A.F.

Pornind de la caracteristicile tehnice ale combinei de siloz C.A.F. [8], indicate în tabelul 1, s-au calculat parametrii pentru un tocător-aruncător (fig. 8) care urmează să înlocuiască cele două aparate existente : tamburul de tocare și ventilatorul aruncător. Valorile obținute sînt indicate în tabelul 2. Pentru

calcul s-a pornit de la necesitatea ca tocătorul-aruncător să asigure cel puțin debitul de aer al ventilatorului aruncător. Pentru aceasta a

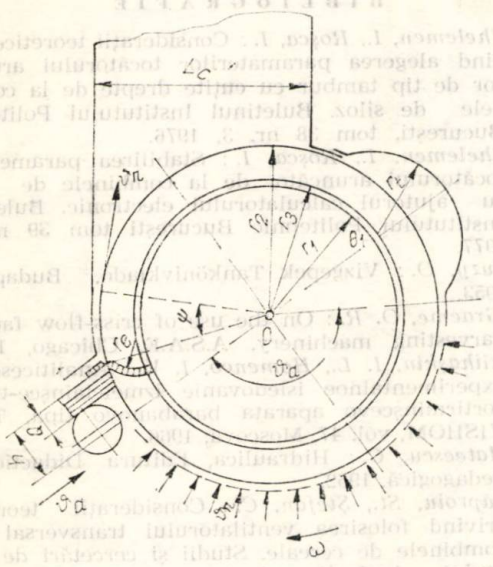


Fig. 8

rezultat un unghi de sspirație $\theta_a = 87°$ adoptînd pentru k_a valoarea $k_a = 0{,}5$. Avînd posibilitatea realizării unui unghi $\theta_a = 130°$, înseamnă că debitul de aer poate fi mărit. Debitul de material este dat de relația :

$$Q_m = \Psi Q_a \quad [kg/s] \qquad (14)$$

unde ψ este coeficient de concentrație.

Considerînd ca valori ale lui ψ, aceleași de la ventilatorul aruncător și anume pentru lucernă $\psi = 4{,}2$, iar iarba de Sudan $\psi = 6$, rezultă că debitul de material este de $Q_m = 9{,}3$ kg/s în cazul recoltării lucernei și respectiv $Q = 13{,}2$ kg/s în cazul recoltării ierbii de Sudan.

Numărul maxim de cuțite ce pot fi montate pe tocător-aruncător este determinat din relația (3), punînd condiția ca $\sphericalangle \tau = 20^0 \div 30^0$. Pentru $\tau = 20^0$ rezultă $z = 6$, iar pentru $\tau = 30^0$ corespunde $z = 4$. Se adoptă $z_{max} = 6$.

Păstrînd pentru transportul cu racleți aceleași viteze de alimentare (0,86 m/s ; 1,76 m/s ; 2,64 m/s), s-a calculat grosimea stratului de furaj în momentul tocării „a" ; în funcție de debitul de alimentare și de numărul cuțite s-a calculat lungimea teoretică a tocăturii.

Din tabelul 3 se observă că este satisfăcută întreaga gamă a lungimii tocăturii, impusă de cerințele zootehnice.

Parametrii constructivi și funcționali ai tocătorului-aruncător preconizat pentru C.A.F.

Tabelul 2

PARAMETRUL	Simbol	Unitatea de măsură	Valoarea
Diametru exterior	d_2	[mm]	410
Diametru interior	d_1	[mm]	350
Lungimea de lucru	L_t	[mm]	580
Raza de curbură a cuțitului paletă	r_p	[mm]	32,4
Diametrul cercului determinat ca locul geometric al centrelor de curbură ale cuțitului paletă	d_3	[mm]	354
Turația	n	[rot/min]	1060
Unghiul de aspirație	θ_a	[grade]	130
Unghiul de dispunere a cuțitului paletă la exterior	β_2	[grade]	30^0
Unghiul de dispunere a cuțitului paletă la interior	β_1	[grade]	90^0
Raza turbionului	r_t	[mm]	87,5
Grosimea stratului de material	a	[mm]	20-88
Poziția contracuțitului	h	[mm]	28-113
Debitul de material : lucernă	Q_m	[kg/s]	9,3
Debitul de material : iarbă de sudan	Q_n	[kg/s]	13,2
Debitul de aer	Q_a	[kg/s]	2,2
		[m³/s]	1,77
Numărul de cuțite-palete	z	[buc.]	6 ; 3 ; 2
Unghiul de descărcare al cuțitului	υ	[grade]	8-41
Lățimea conductei de refulare	L_c	[mm]	300

Concluzii

1. Utilizarea tocătorului-aruncător la C.A.F. conduce la eliminarea ventilatorului aruncător, ceea ce duce la o serie de avantaje (micşorarea greutăţii maşinii, economie de material, reducerea preţului de cost).

Lungimea teoretică a tocăturii l_t [mm]

Tabelul 3

Q [kg/s]	v_a [m/s]	a [m]	Nr. de cuţite $z = 6$	$z = 3$	$z = 2$
9,3	0,86	0,062	8,1	16,3	24,5
	1,76	0,0304	16,6	33,3	50
	2,64	0,02	25,3	50,6	76
13,2	0,86	0,088	24,3	48,6	73
	1,76	0,043	49,6	99,3	146
	2,64	0,03	71,6	143,3	215

2. Debitul de material creşte de aproape 1,5 ori, în condiţiile scăderii şi a consumului de energie, prin diminuarea frecării dintre particulele tocate şi carcasă.

3. Tehnologia tocătorului-aruncător va fi schimbată numai prin tehnologia cuţitului şi a carcasei rotorului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Chelemen, I., Roşca, I.*: Consideraţii teoretice privind alegerea paramaterilor tocătorului aruncător de tip tambur cu cuţite drepte de la combinele de siloz. Buletinul Institutului Politehnic Bucureşti, tom 38 nr. 3, 1976.

[2] *Chelemen, I., Roşca, I.*: Stabilirea parametrilor tocătorului aruncător de la combinele de siloz cu ajutorul calculatorului electronic. Buletinul Institutului Politehnic Bucureşti tom 39 nr. 3, 1977.

[3] *Fuzy, O.*: Vizgepek Tankönivkiado, Budapesta, 1953.

[4] *Graeme, O. R.*: On the use of criss-flow faus in harvesting machinery, A.S.A.E, Chicago, 1969.

[5] *Alihaşkin, I. L., Homenco, I. V.*: Analiticescoe i experimentalnoe isledovanie izmelciainşce-transportirminşcevo aparata barabanovo tipa, Trudi VISHOM, vol. 47, Moscova, 1966.

[6] *Mateescu, C.*: Hidraulica, Editura Didactică şi Pedagogică, 1962.

[7] *Căproiu, St., Ştefan, C.*: Consideraţii teoretice privind folosirea ventilatorului transversal la combinele de cereale. Studii şi cercetări de Mecanică Agricolă, vol. 4, nr. 2, Bucureşti, 1970.

[8] *x x x*: Notiţa tehnică: Combina autopropulsată (C.A.F.) pentru recoltat plante furajere.

CZ : 631.3

Studiul influenţei lăţimii de lucru asupra capacităţii de producţie a plugurilor

Dr. ing. Ioan **PĂUNESCU** — Institutul Politehnic Bucureşti
Ing. Sorin **PASCU** — I.A.S. Mihăileşti, jud. Giurgiu

Introducere

Mărimea capacităţii de producţie (ha/h) la pluguri deci micşorarea necesarului de timp de lucru la hectar (h/ha) implică o concordanţă deplină între sursa de energie şi plug.

Pentru un agregat de arat format din tractor şi plug, care trebuie să lucreze într-un anumit sol, la o adîncime de lucru constantă, se urmăreşte încărcarea optimă a tractorului Acest lucru este posibil în cazul unei lăţimi de lucru constante, prin alegerea unei anumite viteze — dintr-o plajă continuă de viteze V_l — sau, în cazul unor viteze constante, indicate în prealabil, prin alegerea unei anumite lăţimi de lucru. Primul caz presupune existenţa unui tractor cu transmisie continuă, al doilea caz, existenţa unui plug cu reglare continuă a lăţimii de lucru.

Dacă încărcarea optimă a tractorului s-ar face numai ca în primul caz, sau numai ca în al doilea, nu s-ar putea obţine maximul absolut al capacităţii de producţie, sau minimul absolut al necesarului de timp la hectar. Obţinerea extremului absolut este posibilă în condiţiile utilizării simultane a ambelor metode.

Deoarece transmisiile continui nu s-au putut generaliza din motive de preţ, randament, etc., trebuie studiat în ce măsură putem obţine minimul necesarului de timp la hectar avînd posibilitatea unei reglări continue a lăţimii de lucru B_l, a plugului.

În cazul utilizării unui tractor cu transmisie în trepte şi a unui plug cu lăţime constantă, situaţie existentă în practică, necesarul de timp obţinut la hectar va fi mai mare ca cel minim posibil.

Pentru a face o comparaţie între cazurile amintite se impune mai întîi calcularea celor trei extreme : cele două relative şi cea absolută. Se va considera agregatul de arat format dintr-un tractor de mare putere cu dublă tracţiune şi un plug semipurtat.

Calculul capacității de producție a plugurilor

Capacitatea de producție orară se poate exprima astfel :

$$W_h = 0{,}1 B_l \cdot V_l \cdot \tau \quad [\text{ha/h}]$$

unde :

B_l se introduce în [m] și v_l în [km/h] ;

τ este coeficientul de folosire al timpului schimbului.

Rezistența opusă de plug în lucru este :

$$R = k \cdot a \cdot b \cdot n_{tr} \quad [\text{daN}]$$

unde :

k este rezistența la arat a solului (daN/cm²) ;
a — adîncimea de lucru [cm] ;
b — lățimea de lucru pe trupiță [cm] ;
n_{tr} — numărul de trupițe.

Forța motoare, dezvoltată de tractor în treapta de viteză i este :

$$F_{mi} = \frac{360 \cdot P_n \cdot \eta_{tr}}{V_i} \quad [\text{daN}]$$

unde :

P_n este puterea nominală a motorului [Kw] ;
η_{tr} — randamentul transmisiei (0,85÷0,9) ;
V_i — viteza în treapta de viteză i [m/s].

Forța de aderență pentru tractorul cu dublă tracțiune este :

$$F_a = \mu_a \cdot G_t \quad [\text{daN}]$$

unde :

μ_a este coeficientul de aderență 0,5÷07 ;
G_t greutatea tractorului.

Forța de tracțiune F_t se alege din condiția satisfacerii aderenței :

$$F_t = \min(F_m, F_a)$$

Astfel există cazurile :

$$F_{mi} \leq F_a \rightarrow F_t = F_m - F_{rost}$$

$$F_{mi} > F_a \rightarrow F_t = F_a - F_{rost}$$

unde :

F_{rost} este forța de rezistență la rulare a roților tractorului :

$$F_{rost} = f \cdot G_t \quad [\text{daN}]$$

f este coeficientul rezistenței la rulare.

Puterea la tracțiune are expresia :

$$P_t = \frac{F_t \cdot V_l}{360} \quad [\text{Kw}]$$

Dacă : $F_t = R = k \cdot a \cdot b \cdot n_{tr} = k \cdot a \cdot B_l$ [daN]

atunci : $P_t = \frac{1}{360} k \cdot a \cdot B_l \cdot V_l$ [kw]

din relație rezultă :

$$B_l \cdot V_l = \frac{360 P_t}{k \cdot a};$$

înlocuim și obținem capacitatea de producție orară funcție de puterea motorului

$$W_h = 0{,}1 \frac{360 P_t}{k \cdot a} \cdot \tau = 36 \frac{P_t \cdot \tau}{k \cdot a} \quad [\text{ha/h}]$$

dar :

$$P_t = \frac{P_n \cdot \varphi_m}{\eta_{tr}} \quad [\text{Kw}]$$

unde : φ_m este coeficientul de încărcare al motorului înlocuind, obținem :

$$W_h = 36 \frac{P_n \cdot \varphi_m \cdot \tau}{k \cdot a \cdot \eta_{tr}} \quad [\text{ha/h}]$$

Necesarul de timp la hectar va avea expresia :

$$t_{e\,\min} = \frac{1}{W_h} = \frac{1}{0{,}1 B_l \cdot V_l \cdot \tau} =$$

$$= \frac{k \cdot a \cdot \eta_{tr}}{36 P_n \cdot \varphi_m \cdot \tau} \quad [\text{h/ha}]$$

Influența lățimii de lucru asupra capacității de producție a plugurilor

Pentru a găsi cele trei minime ale necesarului de timp la hectar unui absolut și două relative, dacă ele există într-adevăr, și pentru a vedea efectul lățimii de lucru variabile, s-a construit următoarea schemă logică care constituie organigrama programului MECAGR 12 intitulat : „Program pentru analiza condițiilor de minimizare a necesarului de timp $t_{e\,\min}$ la hectar, la arat.

În figura 1 este prezentată organigrama acestui program de calcul.

S-a dat o variație din 200 în 200 daN greutății tractorului, obținută concret prin lestarea acestuia.

S-a dat o variație din 0,365 în 0,365 Km/h a vitezei de lucru V_l care va varia între limitele : 2,79—10,09 Km/h.

S-a dat o variație din 10 în 10 [cm] lățimii de lucru a plugului între limitele 210—350 cm. Valorile datelor de intrare sînt pentru un agregat de arat format din tractorul A-1800 A și un plug semipurtat cu reglare continuă a lățimii de lucru. S-a considerat acest exemplu, deoarece se cunosc rezultatele măsurărilor efec-

tuate cu ocazia încercărilor acestui tip de plug, încercări care au avut loc în august—septembrie 1981 la I.C.C.P.T. Fundulea.

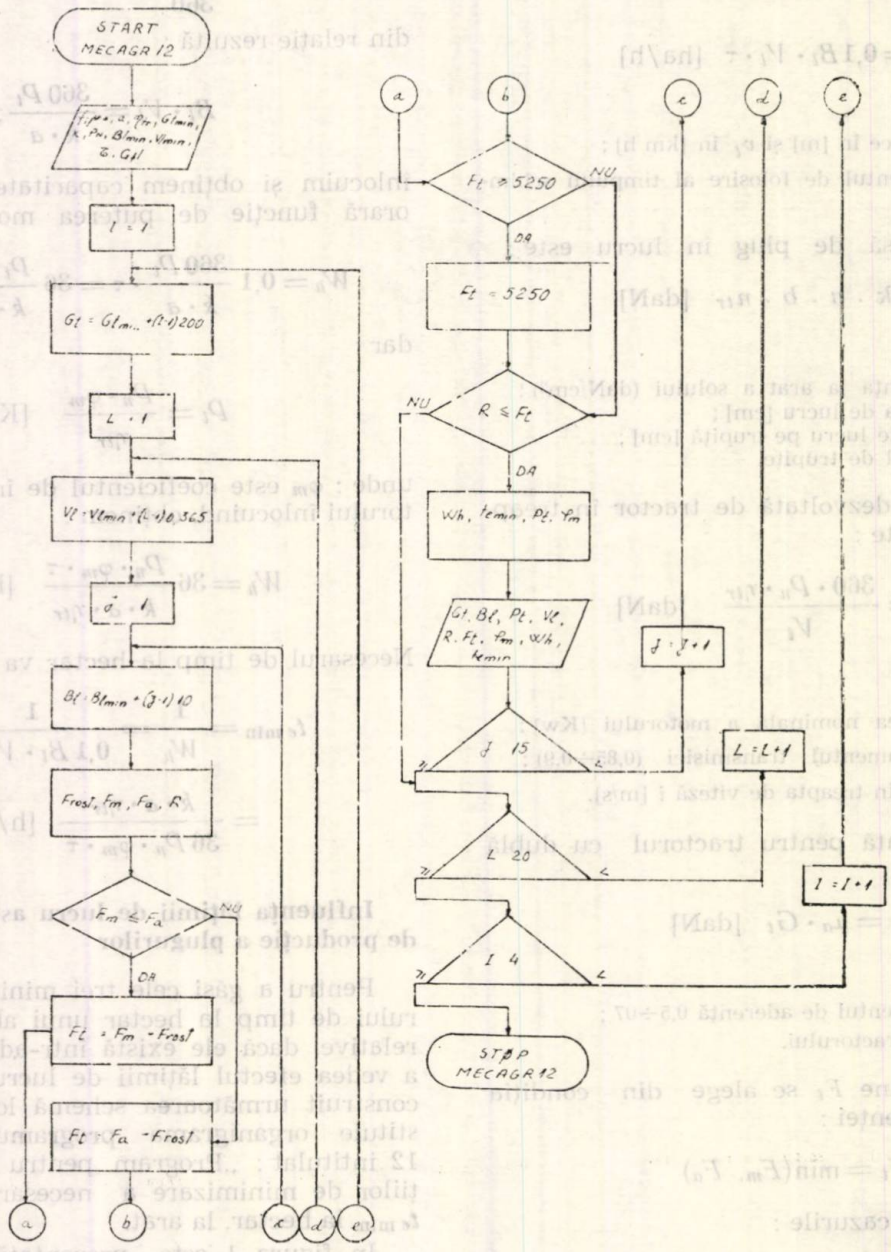


Fig. 1. Organigrama programului de calcul

Programul de calcul este scris în limbaj FORTRAN IV.

Notațiile utilizate în program sînt: $f = F$; η_a = MIUA; a = A; η_{tr} = ITATR; $G_{t\,min}$ = GTMIN; k = K; P_n = PN; $B_{l\,min}$ = = BLMIN; $V_{l\,min}$ = VLMIN; τ = TAU; G_{pl} = GPL.

Programul calculează 1200 valori pentru: G_t, B_l, P_n, V_l, R, F_t, φ_m, W_h și $t_{l\,min}$. Condițiile puse în program sînt: satisfacerea aderenței, patinarea maximă admisă să fie 20%, tractorul să poată tracta plugul: $R \leq F_t$.

Minimul absolut al necesarului de timp de lucru efectiv la hectar se obține atunci cînd motorul e încărcat în mod optim. Aceasta înseamnă că se alege din listing din coloana lui $t_{l\,min}$ acea valoare, cea mai mică, pentru care coeficientul de încărcare al motorului φ_m este maxim.

Pentru anumite condiții există numeroase perechi de valori V_l, B_l pentru care motorul este încărcat în mod optim. Există totuși numai o anumită pereche valorică B_l, V_l la care apare minimul absolut al necesarului de timp la hectar.

Pentru greutatea maximă a tractorului, programul afișează următoarele rezultate pentru minimul absolut al necesarului de timp la hectar (tabelul 1) :

$G_t = 10300$ daN ; $\varphi_m = 0{,}6887$; $B_l = 350$ cm ;

$V_l = 6{,}44$ km/h ; $W_h = 1{,}6905$ ha/h ;

$t_{l\,min} = 0{,}5915$ h/ha

Acest minim absolut nu poate fi obținut în practică cu tractoarele și plugurile existente, din cauza lipsei reglării continue atît a vitezei cît și a lățimii de lucru.

Aceste valori optimale se pot schimba foarte ușor dacă se modifică starea solului în urma unei ploi.

În ceea ce privește valorile extremelor relative, ele se pot calcula pentru cele două cazuri prezentate anterior.

a) considerînd că se poate regla continuu numai lățimea de lucru a plugului, din cartea tehnică a tractorului A-1800 A se constată că viteza care se apropie cel mai mult de valoarea la care s-a obținut minimul absolut al timpului este $V_l = 6{,}11$ Km/h. Urmărind în coloana VLM a listingului, se caută valoarea respectivă sau una foarte apropiată. Se obține $V_l = 6{,}075$ km/h.

Corespunzător acestei viteze se obțin următoarele valori :

$\varphi_m = 0{,}6687$; $W_h = 1{,}5947$ ha/h ;

$t_{l\,min} = 0{,}6271$ h/ha.

Acest lucru, înseamnă raportîndu-ne la minimul absolut :

— diferența de suprafață arată într-o oră ;

$\Delta W_{h1} = 1{,}6905 - 1{,}5947 = 0{,}0958$ ha/h $= 0{,}1$ ha/h

— diferența de timp necesară pentru un hectar :

$\Delta t_{l\,min\,1} = 0{,}6271 - 0{,}5915 = 0{,}0356$ h/ha $= 2{,}136$ minute/ha.

b) considerînd că putem regla continuu numai viteza tractorului, lățimea de lucru fiind constantă, minimul relativ se găsește astfel : pentru o valoare B_l oarecare care să semnifice lățimea fixă a plugului (de exemplu $B_l = 300$ cm) se extrag din listing valorile W_h și $t_{l\,min}$ corespunzătoare valorii celei mai mari a coeficientului de încărcare a motorului. Astfel pentru :

$B_l = 300$ cm ; $\varphi_m = 0{,}6952$;

$V_l = 6{,}44$ Km/h ; $W_h = 1{,}449$ ha/h ;

$t_{l\,min} = 0{,}6901$ h/ha

Raportîndu-ne din nou la minimul absolut obținem :

— diferența de suprafață arată într-o oră

$\Delta W_{h2} = 1{,}6905 - 1{,}449 = 0{,}2415$ ha/h

— diferența de timp pentru un hectar

$\Delta t_{l\,min\,2} = 0{,}6901 - 0{,}5915 = 0{,}0986$ h/ha $= 5{,}916$ min/h.

Deci pierderea de timp, în acest al doilea caz, este de circa 2,769 ori mai mare, decît în

Extras din listingul programului de calcul

Tabelul 1

GT	BL	PT	VLM	R	FT	FIM	WH	TEMIN
9700.0000	210.0000	40.6875	2.7900	1707.0000	5250.0000	.3071	.4394	2.275
9700.0000	220.0000	40.6875	2.7900	1782.0000	5250.0000	.3071	.4603	2.172
9700.0000	230.0000	40.6875	2.7900	1857.0000	5250.0000	.3071	.4813	2.077
9700.0000	240.0000	40.6875	2.7900	1932.0000	5250.0000	.3071	.5022	1.991
9700.0000	250.0000	40.6875	2.7900	2007.0000	5250.0000	.3071	.5231	1.911
9700.0000	260.0000	40.6875	2.7900	2032.0000	5250.0000	.3071	.5440	1.838
9700.0000	270.0000	40.6875	2.7900	2157.0000	5250.0000	.3071	.5650	1.770
9700.0000	280.0000	40.6875	2.7900	2232.0000	5250.0000	.3071	.5859	1.706

cazul cînd avem posibilitatea de a regla continuu numai lățimea de lucru, păstrînd viteza constantă.

Explicația este următoarea : modificînd viteza tractorului în sensul mărimii sau micșorării ei, se modifică randamentul patinării, ceficientul de rezistență la rulare, randamentul transmisiei, etc. Reglînd de la plug în mod continuu lățimea de lucru, adaptăm mai bine sursa de energie la condițiile de lucru decît reglînd viteza. Acest lucru convine și din punct de vedere al prețului de cost pentru cele două mașini.

În cazul (care se întîlnește în mod curent) cînd tractorul are transmisie în trepte, iar plugul are lățime de lucru constantă sau chiar reglabilă prin montaj (în două, maxim trei poziții), se poate considera că pierderea de timp (h/ha) sau pierderea de capacitate de producție (ha/h) se cumulează.

Astfel se poate scrie :

$$W_h = \Delta W_{h1} + \Delta W_{h2} =$$

$$= 0{,}0958 + 0{,}2415 = 0{,}3373 \text{ ha/h}$$

acest lucru însemnînd o pierdere de circa 3 ha/schimb.

Calculînd pierderea de timp rezultă :

$$t_{l\,\min} = \Delta t_{l\,\min 1} + \Delta t_{l\,\min 2} =$$

$$= 2{,}136 + 5{,}916 = 8{,}052 \text{ minute/ha.}$$

Aceasta înseamnă că la fiecare 8 h se pierde un timp de 1 h, numai prin neadaptarea sursei de energie la rezistența opusă de plug în lucru. De aici rezultă și cantitatea de combustibil consumată inutil în acest timp.

Folosind un plug cu reglare continuă a lățimii de lucru (în cazul de față cu șase trupițe) se cîștigă un timp de circa 40 minute pe zi încadrîndu-ne astfel în primul minim relativ.

Concluzii

Prin folosirea unui plug cu lățime de lucru reglabilă în mod continuu, există posibilitatea încadrării în condițiile primului minim relativ, ceea ce conduce la pierderi de timp mult mai mici, deci la utilizarea mult mai eficientă a sursei de energie, la parametrii economici și de exploatare apropiați de cei optimi.

Pe plan mondial se construiesc pluguri cu lățime de lucru reglabilă continuu, în ultimul timp existînd și la noi în țară preocupări privind asimilarea unor astfel de pluguri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Scripnic, V., Babiciu, P.* : Mașini agricole. Ed. Ceres, București, 1979.

[2] *Cristea, I.* : Exploatarea utilajelor agricole Lito. I.P.B. 1981.

[3] *Niculescu, Șt.* : FORTRAN, inițiere în programare structurată E. T. București, 1979.

CZ : 631.3

Mecanism de siguranță automat pentru trupițe cu cormană. Considerații asupra determinării funcțiilor de poziție, viteză și accelerație

Dr. ing. Ioan **PĂUNESCU** — Institutul Politehnic București

Ing. Sorin **PASCU** — I.A.S. Mihăilești, jud. Giurgiu

Prezentarea mecanismului

Mecanismul este format din următoarele părți componente (fig. 1) bîrsa **1** pe care sînt montate cormana **2**, cormana suplimentară, brăzdarul **3** și suportul cormanei ; bîrsa se articulează de celelalte două mecanisme componente : mecanismul de comandă **4**, montat pe un mecanism patrulater deformabil **5**, articulat la rîndul lui de cadrul plugului **6**, prin intermediul unui suport **7** ; caseta cu arcuri **8**, acționată de mecanismul de comandă prin intermediul unui element triunghiular ; caseta conține două arcuri solicitate la întindere.

Mecanismul permite scoaterea trupiței din sol în momentul cînd rezistențele întîmpinate în lucru depășesc valorile considerate în calcule, sau cînd în sol apar obstacole (bolovani, rădăcini), ceea ce ar duce la deteriorări ale brăzdarului, cormanei sau bîrsei. După depășirea obstacolului, trupița sub acțiunea mecanismului rămîne în poziție de lucru.

În figurile 2 a, b, c, se observă pozițiile succesive pe care le-ar putea avea mecanismul în timpul funcționării.

Vîrful brăzdarului se ridică, fiind asigurat un unghi de atac pentru a doua etapă a funcționării, cea de revenire, cînd sub acțiunea

forței din arcuri, brăzdarul pătrunde în sol la adîncimea de lucru. În această a doua fază solul joacă rol de amortizor.

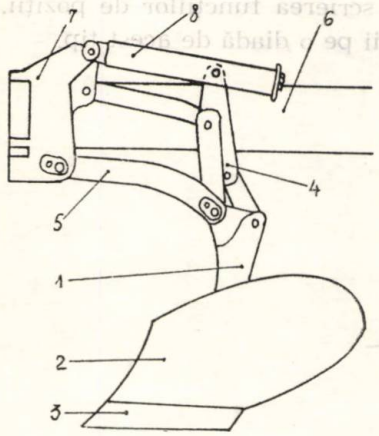


Fig. 1 Mecanismul de siguranță automat

Pentru înțelegerea corectă a modului în care lucrează mecanismul, pentru stabilirea cu precizie a rolului funcțional al fiecărui element

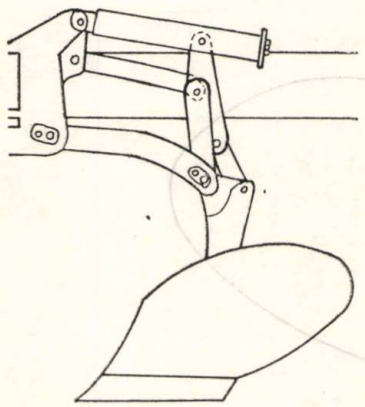


Fig. 2 *a*

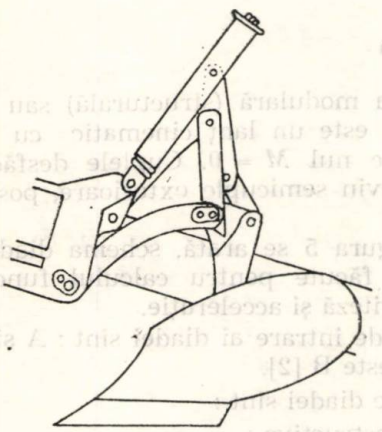


Fig. 2 *b*

component și pentru determinarea traectoriilor tuturor punctelor mecanismului precum și elongația resoartelor, se impune efectuarea unei analize cinematice amănunțite a mecanismului.

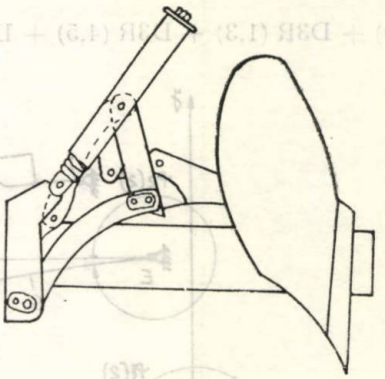


Fig. 2 *c*

Fig. 2 Modul de funcționare al mecanismului

Analiza cinematică

În figura 3 este prezentată schema cinematică a mecanismului. Pentru efectuarea analizei cinematice se aplică principiul mișcării inverse ; momentul începerii funcționării mecanismului este momentul în care vîrful brăzdarului întîlnește un obstacol. În momentul contactului cu acesta, în vîrful brăzdarului se creează o cuplă cinematică superioară, contact punctiform.

Pentru calculul gradului de mobilitate se înlocuiește această cuplă superioară cu un element și două cuple inferioare.

În figura 4 este prezentată schema structurală a mecanismului. Este o reprezentare convențională, în care nu se ține seama de forma și dimensiunile elementelor sau de pozițiile lor relative, ci numai de topologia rețelei mecanice ; ea pune în evidență numărul elementelor și al cuplelor cinematice, permițînd calcularea gradului de mobilitate și găsirea relației structurale.

Gradul de mobilitate M este dat în formula lui Cebîșev.

$$M = 3\ m - 2\ i - s, \text{ unde :}$$

m — numărul de elemente ($m = 7$) ;
i — numărul cuplelor inferioare ($i = 10$) ;
s — numărul cuplelor superioare ($s = 0$).

deci :

$$M = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$$

Dacă gradul de mobilitate este $M = 1$ înseamnă că mecanismul lucrează într-un singur plan (planul vertical) și răspunde, primind mișcare dintr-o singură parte.

Relația structurală are rolul de a împărți mecanismul în grupe structurale static determinate. Pentru acest mecanism, relația structurală propusă este :

MI (0,e) + D3R (1,3) + D3R (4,5) + D3R (6,0)

Deoarece mecanismul este format din diade de tipul 3R și dintr-un mecanism inițial (o cuplă și un element) se va explicita modul de lucru în scrierea funcțiilor de poziții, viteze și accelerații pe o diadă de acest tip.

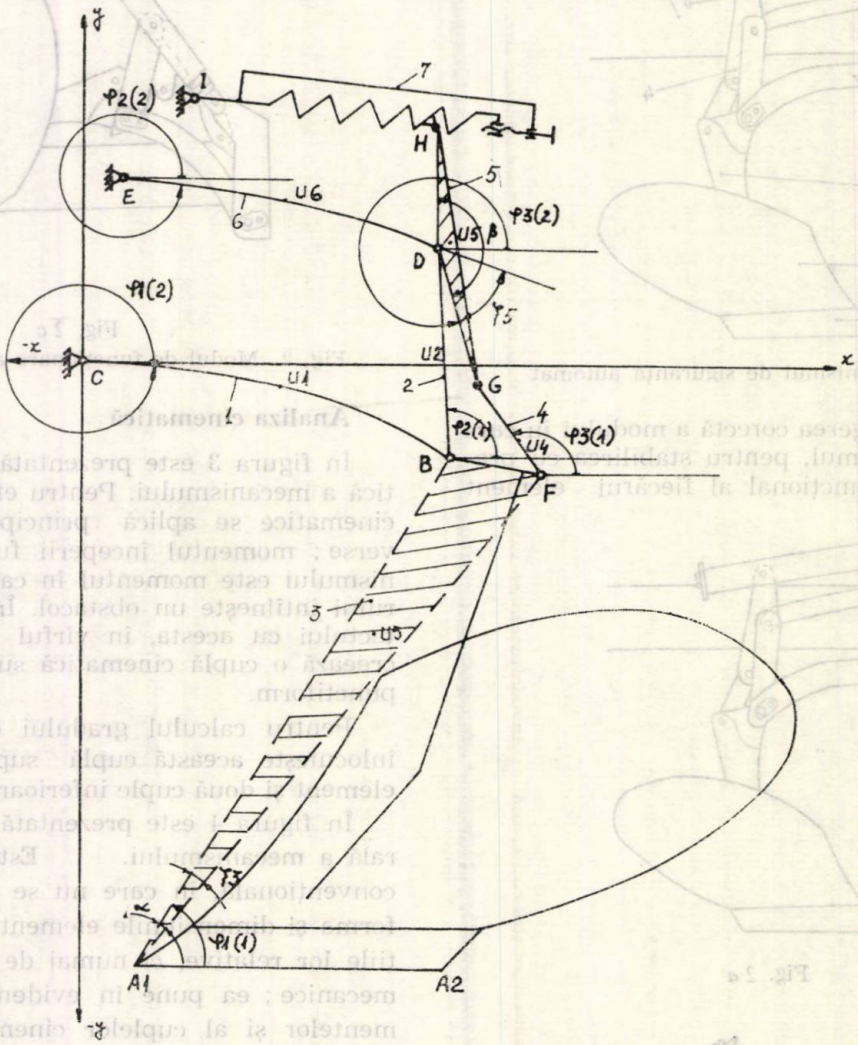


Fig. 3 Schema cinematică

Rolul relației structurale este acela de a arăta sensul de execuție al analizei cinematice.

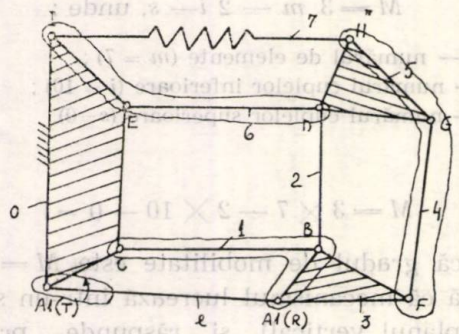


Fig. 4 Schema structurală

Grupa modulară (structurală) sau multipolul pasiv este un lanț cinematic cu grad de mobilitate nul $M = 0$. Cuplele desfăcute, extreme devin semicuple exterioare, posibile, potențiale.

În figura 5 se arată, schema diadei 3R cu notațiile făcute pentru calculul funcțiilor de poziție, viteză și accelerație.

Polii de intrare ai diadei sînt : A și C, polul propriu este B [2].

Datele diadei sînt :

a) constructive :

AB, *BC* : lungimile barelor diadei

b) de intrare :

XA, *YA*, *XC*, *YC* — coordonatele polilor de intrare A și C.

c) poziția diadei :

XB, YB — coordonatele aproximative ale cuplei interioare B ;

d) de ieșire :

$\varnothing 1$, $\varnothing 2$ — unghiurile barelor diadei *AB* și *BC* măsurate în sensul pozitiv al axei *Ox* ;

XB, YB — coordonatele cuplei interioare B (polul propriu).

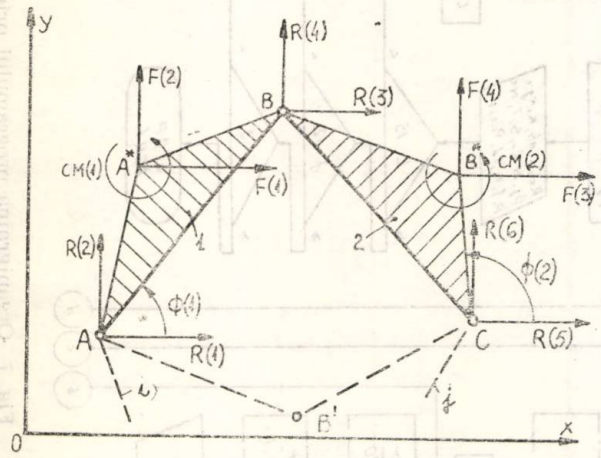


Fig. 5 Schema diadei 3 R

Ecuațiile de poziții se obțin prin proiectarea conturului vectorial $AB + BC$ pe axele sistemului de coordonate și se rezolvă prin metoda iterativă Newton — Raphson [3].

$$Ox : XB = XA + AB \cos \varnothing 1 = XC + BC \cos \varnothing 2$$

$$Oy : YB = YA + AB \sin \varnothing 1 = YC + BC \sin \varnothing 2$$

rezultă :

$$\begin{aligned} AB \cos \varnothing 1 - BC \cos \varnothing 2 &= XC - XA \\ AB \sin \varnothing 1 - BC \sin \varnothing 2 &= YC - YA \end{aligned} \qquad (1)$$

Dacă facem notațiile :

$$\begin{aligned} A(1) &= -AB \sin \varnothing 1 \\ A(2) &= -AB \cos \varnothing 1 \\ A(3) &= -BC \sin \varnothing 2 \\ A(4) &= -BC \cos \varnothing 2 \end{aligned} \qquad (2)$$

$$B1 = YC - YA - AB \cos \varnothing 1 + BC \cos \varnothing 2$$

$$B2 = YC - YA - AB \sin \varnothing 1 + BC \sin \varnothing 2$$

Obținem sistemul (3), echivalent cu (1) :

$$\begin{aligned} A(1) \cdot \Delta \varnothing 1 + A(3) \cdot \Delta \varnothing 2 &= B1 \\ A(2) \cdot \Delta \varnothing 1 + A(4) \cdot \Delta \varnothing 2 &= B2 \end{aligned} \qquad (3)$$

Cu soluția :

$$\Delta \varnothing = A^{-1} \cdot B \qquad (4)$$

Pe figura 5, în poziția inferioară, se observă a doua poziție a diadei. Metoda Newton-Raphson nu converge cînd estimațiile inițiale nu sînt suficient de exacte.

Sistemul are soluții numai dacă :

$$AC < AB + BC : \text{în program :}$$

$$1{,}05\ AC < AB + BC$$

$$|AB - BC| < AC : \text{în program :}$$

$$0{,}95\ AC > |AB - BC|$$

Pentru un mecanism dat, deja construit, care funcționează, aceste restricții sînt trecute, dacă parametrii de intrare ai diadei sînt introduși exact.

Pentru rezolvarea sistemului erorilor, se utilizează subprogramul INV, care fie se introduce ca în cazul de față, fie există în biblioteca matematică a calculatorului FC — 256, subprogram care inversează matricea coeficienților sistemului. Acest procedeu iterativ se oprește cînd eroarea cu care sînt calculate unghiurile $\varnothing 1$ și $\varnothing 2$ este mai mică de 0,001 radiani $\cong 0{,}06°$.

În program se fac următoarele notații pentru unghiuri :

$$\varnothing 1 = \text{FI}(1) ; \quad \varnothing 2 = \text{FI}(2) ;$$

Organigrama acestui subprogram de tip SUBROUTINE este publicată în literatura de specialitate. În figura 6 se observă pe această organigramă că pentru condițiile puse mai sus, neîndeplinite, subprogramul transmite programului principal mesajul „POZIȚIE IMPOSIBILĂ" în situația cînd *AC* devine mai mare ca $AB + BC$, cînd diada ocupă (fig. 5) poziția punctată și se blochează.

Subprogramele D1 VT și D1 AC calculează vitezele și accelerațiile cuplelor diadei derivînd o dată și respectiv de două ori funcțiile de poziție în raport cu timpul.

Subprogramul PUNCT determină pozițiile, vitezele și accelerațiile pentru orice punct ce aparține unui element al mecanismului [3].

Aceste subprograme sînt apelate de programul principal în timpul execuției prin parametri actuali, ele lucrînd cu parametri formali cu care au fost construite.

În figura 7 este prezentată organigrama programului principal MECAGR 10 care conține : blocurile de date, procedura de simulare a traiectoriei vîrfului brăzdarului, apelurile subprogramelor amintite, instrucțiunile de redactare și afișare a rezultatelor calculate.

Programul de calcul MECAGR 10 este scris în limbaj FORTRAN IV și a fost rulat pe calculatorul electronic FC-256.

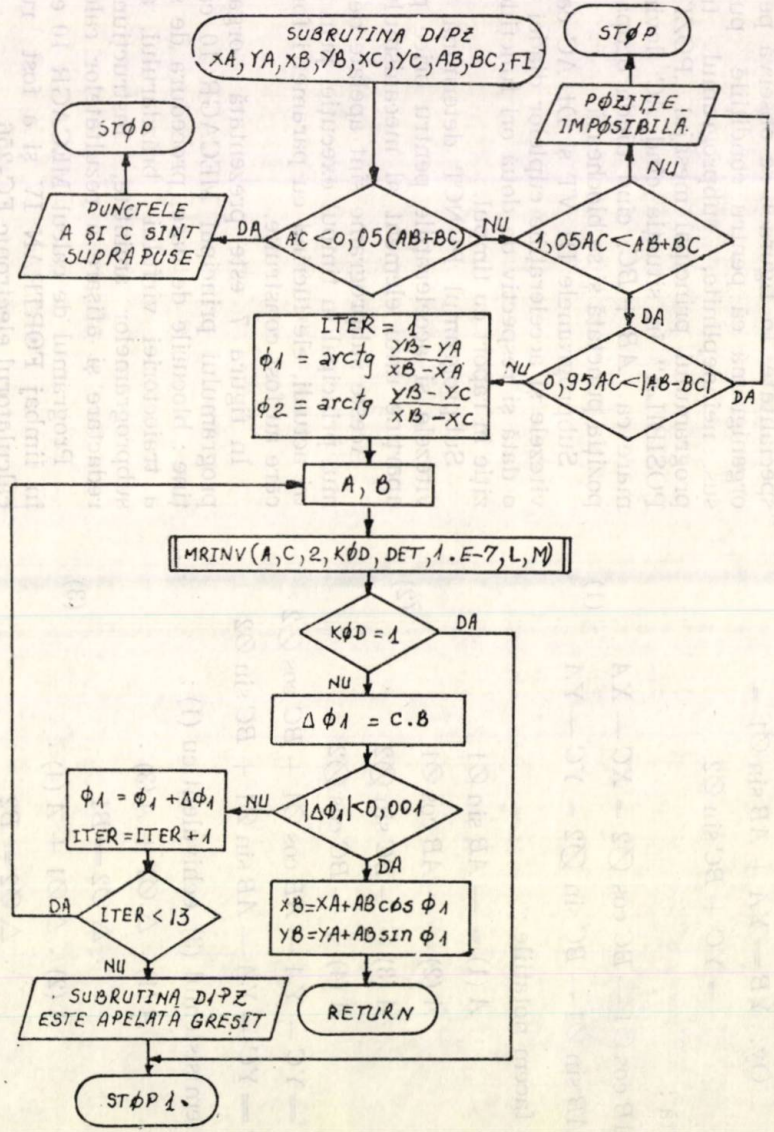


Fig. 6 Organigrama subprogramului funcţiilor de poziţie pentru diada 3 R.

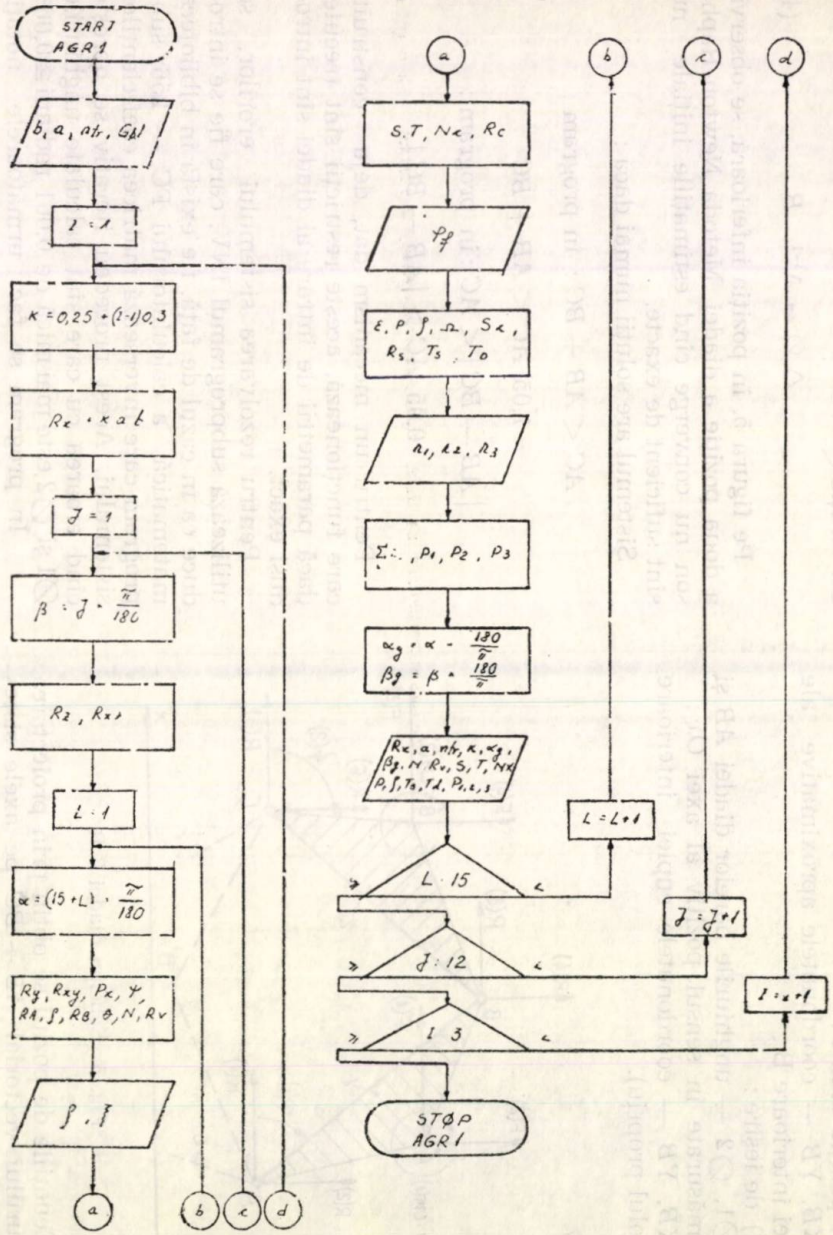


Fig. 7 Organigrama programului principal

Extras din listingul programului de calcul

Tabelul 1

YA XD YF AGX FIH	XB YD VFX AFY RO	YB VDX VFY FI 3 (1) XA2	VBX VDY AFX F 13 (2) YA 2	VBY ADX AFY XH VA 2 X	ABX ADY XG YH VA 2 Y	ABY FI 2 (1) YG VHX AA 2 X	FI 1 (1) FI 2 (2) VGX VHY AA 2 Y	FI 1 (2) XF VGY HI XA
-200.0000	123.7472	-7.8636	.0237	.3729	-.1930	1.4023	1.1777	3.078
120.2522	61.0478	-.0040	.3715	-.3476	1.3916	1.6215	3.1524	156.817
-8.7586	.0250	.4239	-.2069	1.6172	129.2369	15.9338	-.0257	.367
-.3551	1.3929	1.3742	-.7301	126.5827	101.5561	.0155	.3684	105.590
.1383	12.4778	141.7130	-178.3937	.2867	.4006	.9019	1.6202	44.075
-197.5000	124.1129	-2.1305	.0062	.3646	-.2451	1.3486	1.2205	3.124
120.0303	66.7486	-.0237	.3629	-.4064	1.3358	1.6300	-3.0765	157.190
-1.6096	.0054	.4178	-.2699	1.5683	128.2904	21.4963	-.0410	.359
-.4066	1.3375	-1.3903	-.6744	127.0096	107.1502	-.0081	.3602	106.925
.1896	14.9303	149.3593	-171.7356	.2786	.4052	.8664	1.6259	52.735
-195.0000	124.0456	1.6662	-.0049	.3619	-.2820	1.3258	1.2392	3.155
119.7142	70.5301	-.0367	.3599	-.4508	1.3115	1.6336	-3.0399	157.108
2.8037	-.0068	.4165	-.3122	1.5496	127.6744	25.2241	-.0519	.357
-.4446	1.3139	-1.3969	-.6510	126.9610	110.8846	-.0232	.3574	107.644
.2237	15.9985	152.4494	-167.4388	.2745	.4088	.8472	1.6341	56.322

Programul listează coordonatele, vitezele și accelerațiile punctelor mecanismului precum și alte elemente ce rezultă în urma analizei cinematice.

În tabelul 1 este prezentat un extras din listingul programului de calcul MECAGR 10.

Traiectoria vîrfului brăzdarului a fost simulată în două variante.

Inițial programul a fost rulat considerînd că traiectoria vîrfului A1 al brăzdarului este o dreaptă, pornind de la ideea că în timpul în care A1 ajunge în partea superioară a obstatcolului considerat teșit, plugul parcurge cu viteza V_l, proiecția acestei distanțe pe Ox. Mecanismul ridică pînă la o distanță de circa 15 cm, apoi apare mesajul „POZIȚIE IMPOSIBILĂ" la diada DGF. Acesta înseamnă că diada în funcționare tinde să se dea peste cap, ca în poziția punctată din figura 5.

În varianta a doua s-a simulat pentru punctul A1 următoarea traiectorie (fig. 8) ; pe o porțiune de circa 10 cm s-a considerat că vîrful brăzdarului se deplasează pe o dreaptă paralelă cu Ox, datorită forțelor de frecare care îl împiedică să se deplaseze pe Oy, apoi A1 parcurge o traiectorie de forma unei parabole de ecuație :

$$y = \frac{x^2}{2p}, \qquad (5)$$

unde :

x, y sînt coordonatele punctului A1 ;
p — parametrul parabolei corelat cu viteza de lucru a mașinii V_l.

Triectoria a fost simulată prin puncte ,dînd un pas lui A_1 pe axa Oy, din 10 în 10 mm, pînă la 410 mm față de fundul brazdei, distanță la care se ridică vîrful brăzdarului A_1 ocolind obstacolul. S-a considerat că valoarea 410 mm este suficientă, știind că adîncimea de

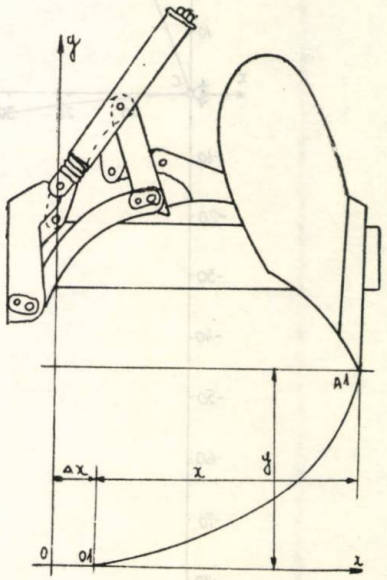


Fig. 8 Simularea traiectoriei vîrfului brăzdarului.

lucru este maximum 30 cm, precum și faptul că nu se ară cu acest plug decît în terenuri destinate culturii succesive și nu luării în cultură.

Concluzii

Programul permite trasarea traiectoriilor punctelor mecanismului (fig. 9).

Pentru sinteza mecanismului se impune găsirea unei relații între viteza de lucru a mașinii V_l impusă

de cerințele agrotehnice de respectare a indicilor calitativi ai arăturii și parametrul p al parabolei. Pe figură se observă că parabola se depărtează de axa Oy cu cît viteza de lucru crește.

în care punctul A1 ajunge în poziția extremă de ridicare, adică :

$$t_r = \frac{x + \Delta x}{V_l}, \quad [s], \tag{6}$$

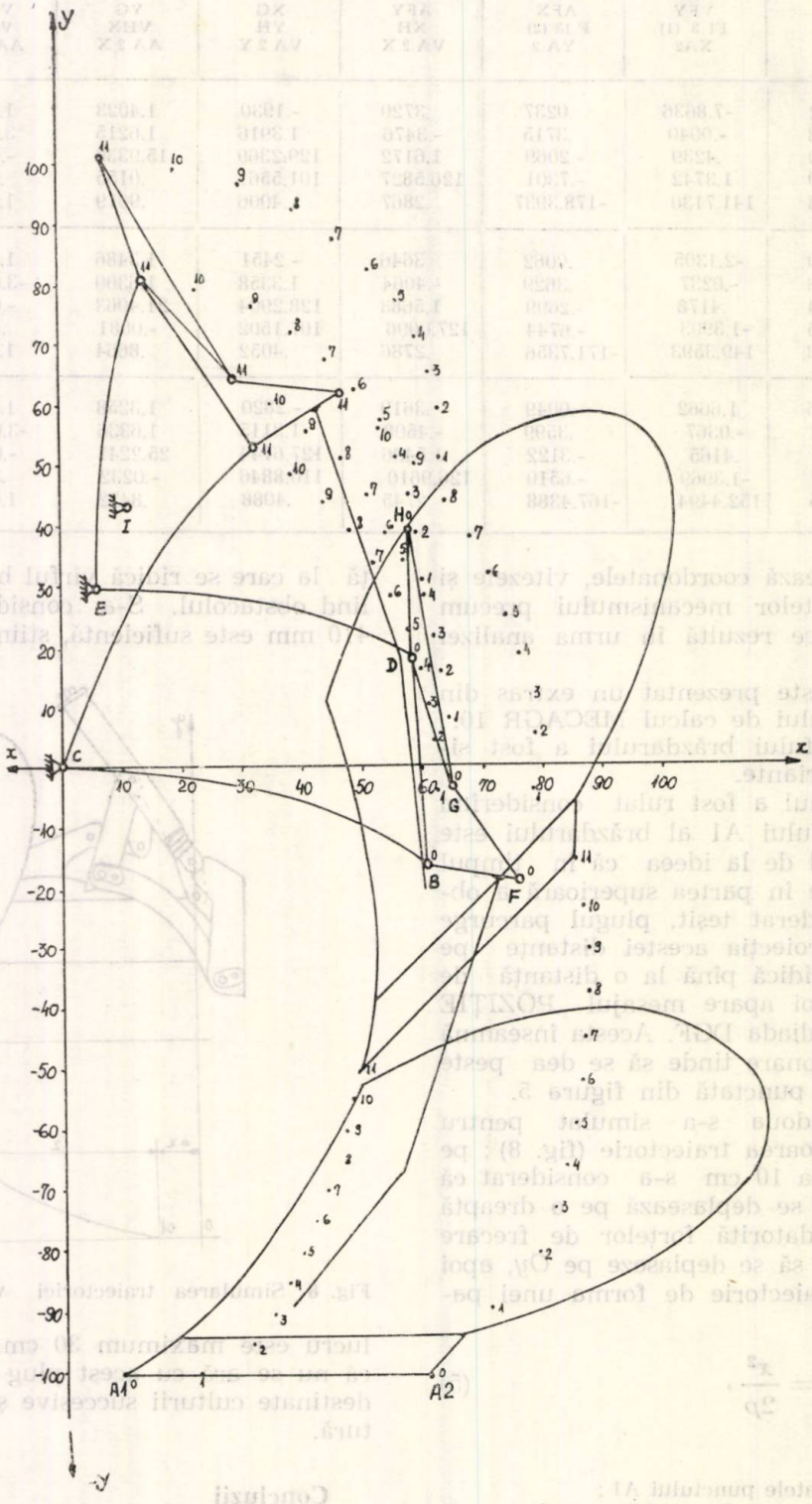


Fig. 9 Reprezentarea grafică a funcțiilor de poziție rezultate din calcul.

Pentru găsirea acestei relații se poate proceda astfel : timpul de răspuns al sistemului t_r este timpul unde Δx este porțiunea liniară de deplasare a lui A1 dictată de frecarea între vîrful brăzdarului și

obstacol ; pentru un timp foarte scurt Δx se poate aproxima, deci e presupus cunoscut.

Dacă y este înălțimea maximă la care ridică mecanismul, de asemenea cunoscută, impusă, atunci :

$$t_r \frac{y}{V_{yA1}}, \text{ unde :} \tag{7}$$

t_r este același timp de răspuns al mecanismului ;

V_{yA1} este componenta pe axa Oy a vitezei vîrfului brăzdarului.

Din egalitatea relațiilor (6) și (7) rezultă :

$$\frac{x + \Delta x}{V_l} \frac{x}{V_{yA1}} ; \tag{8}$$

și ținînd seama că :

$$x = \sqrt{2py}$$

$$\frac{\sqrt{2py}}{V_l} = \frac{y}{V_{yA1}} - \frac{\Delta x}{V_l} \tag{9}$$

Prin rezolvarea ecuației (9) se obține parametrul parabolei p.

$$p = \frac{V_l^2}{2y}\left(\frac{y}{V_{yA1}} - \frac{\Delta x}{V_l}\right)^2, \text{ [m]} \tag{10}$$

relație în care :

V_l este viteza de lucru [m/s], cuprinsă în domeniul vitezelor agrotehnice pentru arat ;

y deplasarea pe axa Oy a vîrfului brăzdarului [m] — valoarea impusă ;

Δx deplasarea inițială [m] aproximată în calcul ;

V_{yA1} componenta pe axa Oy a vitezei punctului A_1 [m/s], viteză impusă în așa fel încît să nu se distrugă mecanismul.

Reprezentarea funcțiilor de poziție s-a făcut la scara

$$\frac{1}{250} \times \frac{1}{2} \text{ [m/mm]}$$

Verificarea imediată se face măsurînd distanțele între pozițiile succesive ale punctelor omoloage, care trebuie să se mențină constante, ele reprezentînd lungimile barelor mecanismului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Scripnic, V., Babiciu, P.* : Mașini agricole, Ed. Ceres, București, 1979.

[2] *Pelecudi, C. ș. a.* : Algoritmi și programe pentru analiza mecanismelor, E. T. București, 1982.

[3] *Pelecudi, C. ș. a.* : Proiectarea mecanismelor, Lito I.P.B., 1982.

[4] *Dimo, P.* : Programarea în FORTRAN, E.D.P., București, 1971.

CD : 631.3

Algoritm de calcul pentru studiul pe calculator al stabilității plugurilor cu cormană

Dr. ing. Ioan **PĂUNESCU** — Institutul Politehnic București

Ing. Sorin **PASCU** — I.A.S. Mihăilești, jud. Giurgiu

Starea de stabilitate

Starea de stabilitate a agregatului de arat este asigurată atunci cînd plugul realizează adîncimea și lățimea de lucru constante, în condițiile reale de funcționare, admițîndu-se abaterile $\Delta a = 0{,}1\ a$ și respectiv $\Delta B = \pm \pm 0{,}1\ B$.

Starea de stabilitate este condiționată de forțele care acționează asupra plugului în lucru, grupate în trei categorii :

— greutatea plugului cu punctul de aplicație în centrul de greutate al mașinii, verticală, de sus în jos ;

— forțele de legătură cu solul (rezistențele care apar pe organele de lucru și pe cele de sprijin) ;

— forțele de legătură cu tractorul care se manifestă în elementele mecanismului de cuplare al plugului la tractor.

Calculul de stabilitate constă în determinarea forțelor stabilizatoare : în plan vertical (reacțiunile pe roțile de sprijin), în plan orizontal (reacțiunile pe planuri) și forțele care apar în tiranții ridicătorului hidraulic.

Forțele ce acționează pe organele de lucru

În timpul lucrului interacțiunea trupiță-sol se manifestă printr-o forță rezultantă $\overline{R}$ orientată în spațiu avînd componentele [1] :

$$\overline{R} = R_x + R_y + \overline{R}_z \tag{1}$$

Mărimile acestor componente sînt următoarele [daN] :

$$R_x = k \cdot a \cdot b$$

$$R_y = R_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \tag{2}$$

$$R_z = R_x \cdot \operatorname{tg} \beta$$

unde :

k este rezistența la arat a solului [daN/cm^2] ;
a — adîncime de lucru [cm] ;
b — lățimea de lucru a unui trupițe [cm] ;

α și ß unghiurile pe care le fac cu direcția de înaintare componentele în plan vertical longitudinal ($\bar{R}_{xz} = R_x + \bar{R}_z$), respectiv în plan orizontal ($\bar{R}_{xy} = \bar{R}_x + \bar{R}_y$).

Forța care acționează asupra cuțitului-disc are componentele :

$$\bar{R}_c = \bar{R}_{cx} + \bar{R}_{cz}$$

Algoritmul calculului de stabilitate

Pentru exemplificare s-a considerat agregatul format din plugul reversibil purtat PRP — 3—35 și tractorul pe șenile S — 445.

Metoda grafo-analitică de determinare a forțelor stabilizatoare are la bază construcția poligonului de forțe în plan vertical și orizontal, la scară. Este o metodă laborioasă, modulele acestor forțe fiind determinate aproximativ [2].

Cele două poligoane de forțe în plan orizontal și vertical permit găsirea unui algoritm — relații analitice — care dau mărimea exactă și sensul corespunzător pentru forțele stabilizatoare. Condiția pentru stabilirea acestor relații este ca poligoanele de forțe să se închidă, adică plugul să lucreze.

Păstrînd numai alura generală a poligonului și notațiile utilizate anterior pentru unghiuri și forțe, alegînd un sistem de axe de coordonate corespunzător, se exprimă vectorii din poligon, prin proiecțiile lor pe axele sistemului de coordonate ales.

Se obțin astfel relațiile analitice care dau valoarea forțelor [daN] și a unghiurilor [grade].

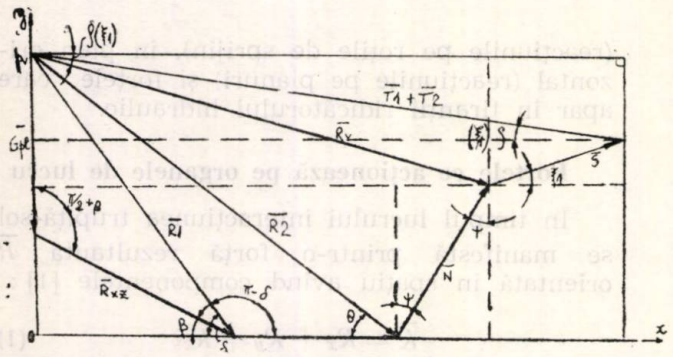


Fig. 1 Schema forțelor ce acționează asupra plugului în plan vertical longitudinal.

a) Calculul în plan vertical (fig. 1).

$$R_1 = \sqrt{G_{pl}^2 + R_{xz}^2 - 2G_{pl} \cdot R_{xz} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right)} \tag{3}$$

$$\delta = \operatorname{arc\,tg} \frac{R_{xz} \cdot \sin\beta + G_{pl}}{R_{xz} \cos\beta} \tag{4}$$

$$R_2 = \sqrt{R_1^2 + P_x^2 - 2R_1 P_x \cos(\pi - \delta)} \tag{5}$$

$$\theta = \operatorname{arc\,tg} \frac{R_{xz} \cdot \sin\beta + G_{pl}}{P_x + R_{xz} \cos\beta} \tag{6}$$

(7)

$$R_v = \sqrt{R_2^2 + N^2 - 2R_2 N \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \varphi\right)}$$

Catetele triunghiului dreptunghic a cărei ipotenuză este R_v au expresiile :

$$G_{pl} + R_{xz} \sin\beta - N\cos\psi \tag{8}$$

$$R_{xz}\cos\beta + P_x + N\sin\psi \tag{9}$$

Aplicînd teorema lui Pitagora în acest triunghi obținem :

$$R_v^2 = (G_{pl} + R_{xz} \cdot \sin\beta - N\cos\psi)^2 + (R_{xz}\cos\beta + P_x + N \cdot \sin\psi)^2 \tag{10}$$

Ridicînd la pătrat relația (7) și egalînd cu (10) obținem recțiunea N pe roata de sprijin :

$$N = \frac{G_{pl}^2 - R_2^2 + R_{xz}^2 + 2G_{pl}R_{xz}\sin\beta + 2G_{pl}\cos\psi - 2R_2\cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta + \psi\right) + P_x^2 + 2R_{xz}P_x\cos\beta}{+2R_{xz} \cdot \sin(\beta - \psi) - 2P_x \cdot \sin\psi} \tag{11}$$

Proiecția pe axa Oz a reacțiunii N este :

$$N_z = N\cos\psi \tag{12}$$

Suma forțelor din cei doi tiranți longitudinali se exprimă astfel :

$$(T_1 + T_2)\cos\xi = R_{xz}\cos\beta + P_x + N\sin\psi + S\cos\xi \tag{13}$$

$$(T_1 + T_2)\sin\xi = G_{pl} + R_{xz}\sin\beta - N\cos\psi - S\sin\xi \tag{14}$$

(15)

$$\operatorname{tg}\xi = \frac{G_{pl} + R_{xz}\sin\beta - N\cos\psi - S\sin\xi}{R_{xz}\cos\beta + P_x + N\sin\psi + S\cos\xi}$$

Din aceste relații rezultă S, forța din tirantul central precum și suma forțelor din tiranții longitudinali :

$$S = \frac{G_{pl} + R_{xz}\sin\beta - N\cos\psi - \operatorname{tg}\xi R_{xz}\cos\beta - \operatorname{tg}\xi P_x - \operatorname{tg}\xi N \cdot \sin\psi}{\sin\xi + \operatorname{tg}\xi \cdot \cos\xi} \tag{16}$$

(17)

$$T_1 + T_2 = \frac{R_{xz}\cos\beta + P_x + N\sin\psi + S\cos\xi}{\cos\xi}$$

b) Calculul în plan orizontal

$$N_x = N \sin \psi \tag{18}$$

(19)

$$R_3 = \sqrt{R_{xy}^2 + N_x^2 - 2R_{xy} \cdot N_x \cdot \cos(\pi - \alpha)}$$

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} - \operatorname{arc\,tg} \frac{R_{xy} \cdot \sin \alpha}{R_{xy} \cos \alpha + N_x} + \varphi_f \tag{20}$$

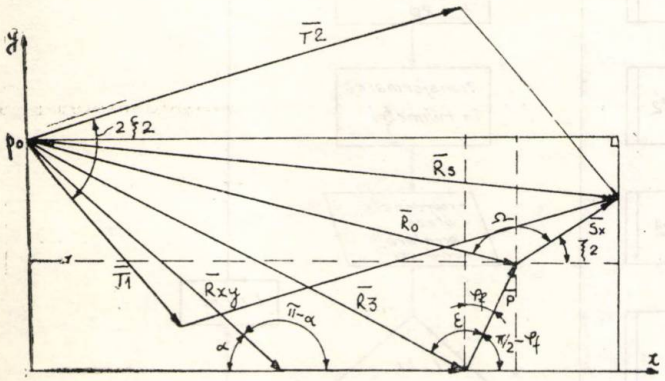


Fig. 2 Schema forțelor ce acționează asupra plugului în plan orizontal.

φ_f este unghiul de frecare cu care este deviată reacțiunea P asupra planurilor.

$$R_0 = \sqrt{R_3^2 + P^2 - 2R_3 \cdot P \cos \varepsilon} \tag{21}$$

Din triunghiul dreptunghic a cărui ipotenuză este R_0 avem expresiile celor două catete :

$$R_{xy} \cos \alpha + N_x + P \sin \varphi_t \tag{22}$$

$$R_{xy} \sin \alpha - P \cos \varphi_t \tag{23}$$

Aplicînd teorema lui Pitagora în acest triunghi obținem :

$$R_0^2 = (R_{xy} \cos \alpha + N_x + P \sin \varphi_t)^2 + (R_{xy} \sin \alpha - P \cos \varphi_t)^2 \tag{24}$$

Ridicînd la pătrat relația (21) și egalînd-o cu (24) obținem suma forțelor ce acționează pe planuri :

(25)

$$P = \frac{R_3^2 - R_{xy}^2 - N_x^2 - 2R_{xy} \cdot \cos \alpha \cdot N_x}{2R_{xy} \sin(\alpha - \varphi_f) + 2R_3 \cos \varepsilon + 2N_x \sin \varphi_f}$$

(26)

$$\Omega = \pi - \xi_2 - \operatorname{arc\,tg} \frac{R_{xz} \sin \alpha - P \cos \varphi_f}{R_{xy} \cos \alpha + N_x + P \sin \varphi_f}$$

$$S_x = S \cos \xi_1 \tag{27}$$

$$R_S = \sqrt{R_0^2 + S_x^2 - 2R_0 S_x \cos \Omega} \tag{28}$$

Dar R_S se descompune după direcțiile celor doi tiranți longitudinali :

$$R_S = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + 2T_1 T_2 \cos 2\xi_2} \tag{29}$$

$2\xi_2$ este unghiul dintre tiranții laterali.

Rezolvînd sistemul format din ecuațiile (17) și (29) rezultă forțele din cele două lonjeroane laterale T_1 și T_2.

Forțele de pe planuri se calculează cunoscîndu-se distanțele de la centrul instantaneu de rotație în planul orizontal la fiecare plaz, precum și suma acestor forțe calculată anterior.

Dacă : r_1, r_2, ..., r_n sînt distanțele de la centrul instantaneu de rotație la cele n plazuri, avem :

(30)

$$\frac{P_1}{r_1} = \frac{P_2}{r_2} = \ldots = \frac{P_n}{r_n} = \frac{\sum_{k=1}^{n} P_n}{\sum_{k=1}^{n} r_n} = \frac{P}{\sum_{k=1}^{n} r_n}$$

Relație din care rezultă P_i ;

$$P_i = \frac{P}{\sum_{k=1}^{n} r_k} \cdot r_i ; \tag{31}$$

Programul calculului de stabilitate

Organigrama acestui program, denumit AGR 1, este prezentată în figura 3 și respectă întocmai succesiunea calculelor anterioare.

Modificările care au intervenit în program față de notațiile utilizate se datorează restricțiilor impuse de limbajul de programare în care este scris programul (FORTRAN IV).

Corespondența notațiilor din program este :

G_{pl} = G ; a = A ; b = B ; k = K ; f = F ; R_x = RX ; R_{xy} = RXY ; R_z = RZ ; R_{xz} = = RXZ ; α = ALFA ; β = BETA ; ψ = PSI ; R_1 = RA ; θ = THETA ; N = N ; R_v = RV ; S = S ; T = T ; N_x = NX ; R_2 = RB ; R_3 = RC ; ε = EPSILON ; P = P ; R_0 = REZØ ; Ω = = OMEGA ; S_x = SX ; R_S = RS ; D = D ; T_1 = TS ; T_2 = TD ; r_1 = RM ; r_3 = RMAX ; P_1 = PF ; P_2 = PM ; P_3 = PMAX ;

ALFG, BETG sînt unghiurile α și β, exprimate în grade.

Pentru a vedea cum răspunde modelul pe diferite tipuri de soluri, s-a considerat k varia-

bil, cu următoarele valori : $k = 0{,}25$ daN/cm² pentru sol ușor, $k = 0{,}55$ daN/cm² pentru sol mijlociu, $k = 0{,}85$ daN/cm² pentru sol greu. Celelalte două variabile α și β variază în intervalele : $\beta \in [1^0 ; 12^0]$; $\alpha \in [15^0 ; 30^0]$

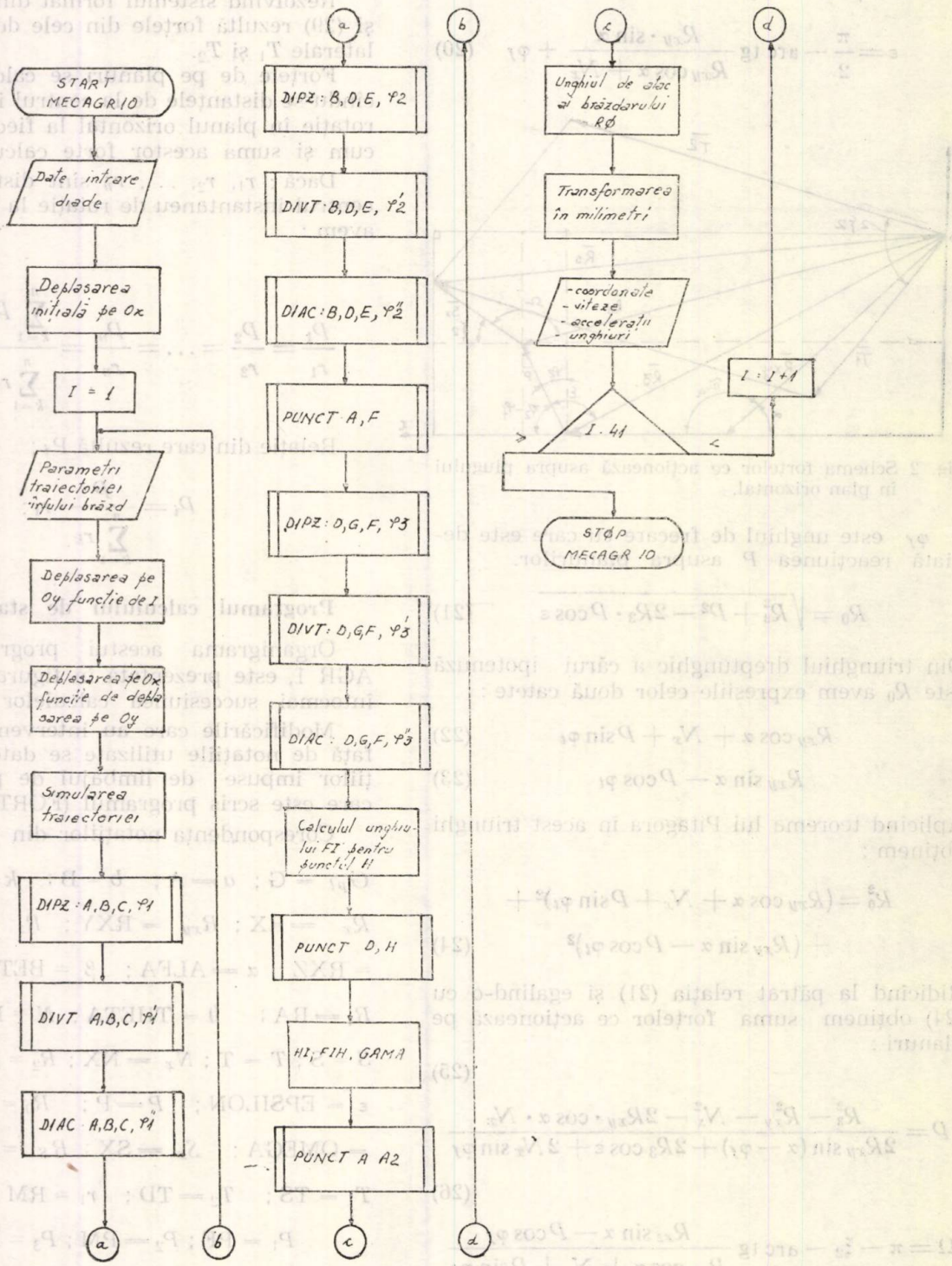


Fig. 3 Organigrama programului de calcul.

Listingul cuprinzînd capul de tabel și cîteva valori se găsește în tabelul 1.

Concluzii

Valorile listate au fost calculate pentru o singură poziție de prindere a celor trei tiranți pe tractor, poziție caracterizată astfel :

a) în plan vertical :

$\xi_1 = 11^0$ unghi pe care-l face tirantul central cu orizontala ;

Extras din listingul programului de calcul AGR 1

Tabelul 1

RX T	A NX	NTR P	K REZO	ALFG TS	BETG TD	N PF	RV PM	S PMAX
187.500 723.941	25.000 58.662	3.000 -57.600	.250 608.103	16.000 514.271	1.000 209.670	348.553 -12.278	705.750 -18.779	19.450 -26.540
187.500 723.941	25.000 58.662	3.000 -52.364	.250 612.882	17.000 528.985	1.000 194.957	348.553 -11.162	705.750 17.072	19.450 -24.130
187.500 723.941	25.000 58.662	3.000 6.222	.250 629.980	18.000 576.709	1.000 147.232	348.553 2.387	705.750 2.029	19.450 2.860
187.500 723.941	25.000 58.662	3.000 -44.444	.250 622.229	19.000 554.659	1.000 169.282	348.553 -9.474	705.750 14.490	19.450 -20.480
187.500 723.941	25.000 58.662	3.000 11.200	.250 637.718	20.000 594.120	1.000 129.821	348.553 2.387	705.750 3.651	19.450 5.160
187.500 187.500	25.000 58.662	3.000 21.333	.250 634.583	21.000 585.320	1.000 138.622	348.553 -4.548	705.750 -6.955	19.450 -9.830

$\xi_1 = 9{,}5°$ **unghiul planului tiranților laterali cu suprafața solului ;**

b) în plan orizontal :

$\xi_2 = 15°$ **unghi făcut de tirantul central cu direcția de înaintare ;**

$\zeta_2 = 16°$ **unghi făcut de fiecare din tiranții laterali cu direcție de înaintare.**

din tiranții laterali (stînga, dreapta) funcție de unghiul ß, pe sol mijlociu.

TS **(ß) pe sol mijlociu, pentru ß = 10° prezintă un maxim ≅ 400 daN.**

Se remarcă tendința plugului de a se deplasa spre partea nearată, tendință suprimată de stabilitatea tractorului pe șenile cu care plugul lucrează în agregat.

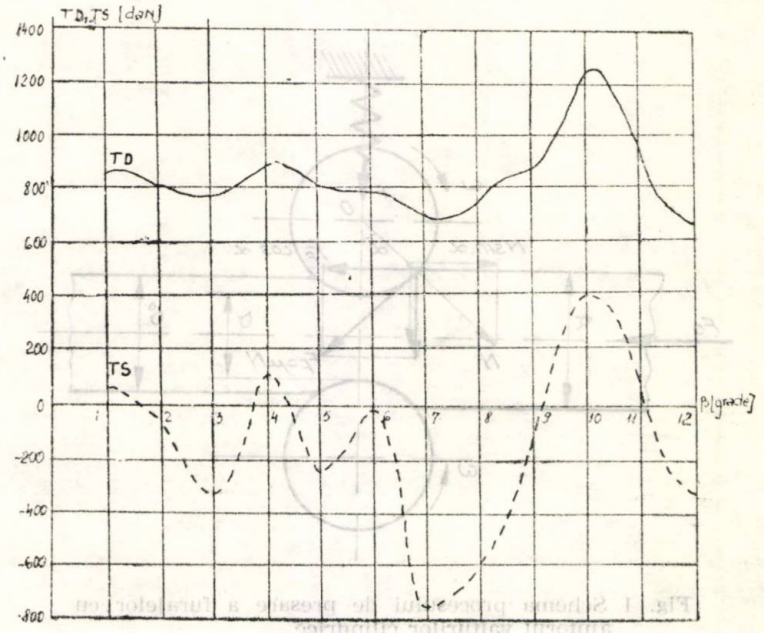


Fig. 4 Variația forțelor din tiranții laterali ai mecanismului de suspendare funcție de unghiul ß.

Modificarea acestor relații nu atrage după sine modificarea relațiilor scrise anterior ci numai valorile calculate și listate.

Valorile listate se reprezintă grafic funcție de variabilele α și ß pe cele trei tipuri de soluri. Ca exemplu s-a considerat în figura 4 variația forțelor

In mod similar, se pot reprezenta, funcție de variabilele alese, toate forțele ce constituie obiectul studiului stabilității în lucru a plugurilor (reacțiunea pe roata de sprijin, reacțiunile pe planuri, forța din tirantul central) pentru toate tipurile de sol considerate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Păunescu, I.*: Îndrumar de proiect. Pluguri cu cormană.

[2] *Babiciu, P., Păunescu, I.*: Studiu vectorial al echilibrului în lucru al plugurilor purtate.

[3] *Scripnic, V., Babiciu, P.*: Mașini agricole, Ed. Ceres, București, 1979.

[4] *Dimo, P.*: Programarea în FORTRAN, Ed. did. și pedagogică, București, 1971.

CZ : 631.3

Asupra calculului consumului de energie la presarea furajelor cu ajutorul valțurilor cilindrice

Șef lucr. dr. ing. Ion **ROȘCA**, conf. dr. ing. Ioan **CHELEMEN** — Institutul politehnic București

Presarea furajelor cu ajutorul valțurilor cilindrice se utilizează în diverse scopuri, ca de exemplu la pregătirea procesului de tocare (pentru realizarea unei grosimi determinate și a unei anumite forțe de frecare a stratului de furaj), la strivirea furajelor verzi în scopul accelerării procesului de uscare naturală, la laminarea tulpinilor de porumb în scopul detașării știuleților etc.

În literatura de specialitate nu se găsește o metodică utilă pentru calculul practic al consumului de energie, în procesul de presare a furajelor menționat mai sus.

În cele ce urmează autorii prezintă o astfel de metodică de calcul, pornind de la unele rezultate experimentale existente în literatura de specialitate.

Fie două valțuri netede cu diametrul D, care se rotesc în sens contrar (fig. 1) cu viteza unghiulară ω, jocul dintre valțuri fiind a. Grosimea inițială a stratului de nutreț ce pătrunde între valțuri este A $(A>a)$. Nutrețul este antrenat cu o forță F_0, iar cele două valțuri reacționează asupra lui cu forțele normale N și forțele de frecare F_f, tangente la suprafața valțurilor cu sensurile din figură.

Condiția de antrenare a nutrețului se exprimă prin inegalitatea :

$$\mu N \cos \alpha > N \sin \alpha, \qquad (1)$$

sau

$$\operatorname{tg} \alpha < \mu \Rightarrow \alpha < \varphi, \qquad (2)$$

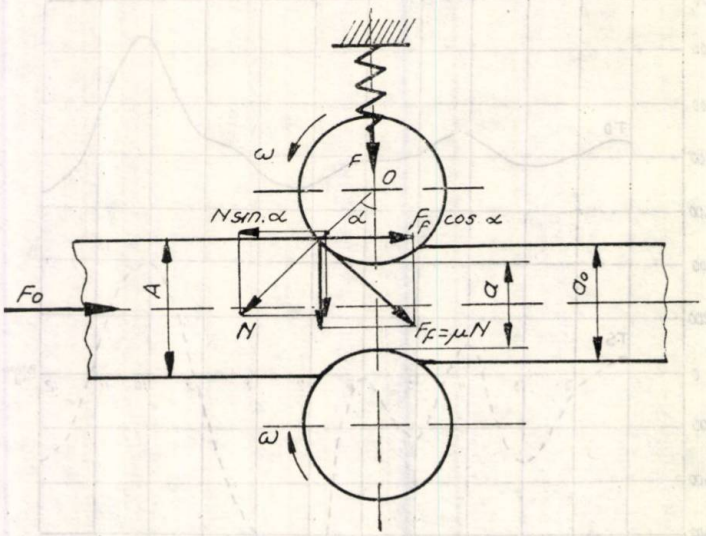


Fig. 1 Schema procesului de presare a furajelor cu ajutorul valțurilor cilindrice.

unde $\mu = \operatorname{tg} \varphi$ este coeficientul de frecare dintre nutreț și suprafața valțurilor.

Dacă notăm :

b — lungimea activă a valțurilor [m] ;

v_2, v_1 — vitezele stratului de nutreț înainte și după trecerea printre valțuri [m/s] ;

γ_1, γ_2 — masa specifică a nutrețului înainte și după comprimare [kgm^3],

din condiția de debit constant putem scrie :

$$Q = A\ b\ v_1\gamma_1 = a_0\ b\ v_2\gamma_2 \quad [\text{kg/s}] \qquad (3)$$

Dar $v_1 = v_2$, din relația (3) rezultă :

$$\frac{A}{a_0} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \qquad (4)$$

și deci variația masei specifice a nutrețului este invers proporțională cu variația grosimii stratului de nutreț.

Presiunea pe suprafața valțurilor crește de la zero la o valoare maximă, după care scade iar la zero (fig. 2) [1].

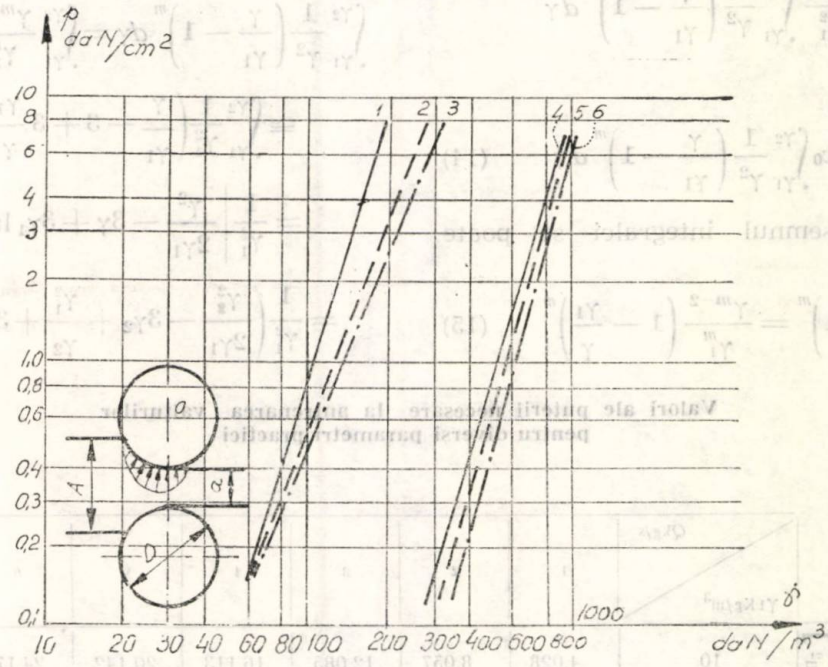


Fig. 2 Variația presiunii exercitate de furaje asupra valțurilor în funcție de densitate [1].
1 ———— fin de trifoi ;
2 - - - - - - - paie de grîu ;
3 — — — — fin ;
4 ———— iarbă (64 % umiditate) ;
5 - - - - - - - trifoi (82,5 % umiditate) ;
6 — — — — iarbă tocată (64 % umiditate)

Valoarea maximă a presiunii se calculează cu relația [1].

$$p = c_0\left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} - 1\right)^m = c_0\left(\frac{A}{a} - 1\right)^m \qquad (5)$$

unde c_0 și m sînt coeficienți ce depind de tipul nutrețului (valori medii : $c_0 = 20.000$ N/m^2, $m = 2{,}5 \div 3$).

Puterea necesară pentru antrenarea valțurilor se poate calcula considerînd lucrul mecanic elementar efectuat în unitatea de timp :

$$dP = S_0\ p da \quad [\text{w}] \qquad (6)$$

unde :

S_0 — este aria presată în unitatea de timp [m^2/s] ;

d_a — este variația grosimii stratului de nutreț [m].

Aria presată în unitatea de timp avînd în vedere relația (3) este :

$$S_0 = b\ v_a = \frac{Q}{A\gamma_1} = \text{const.} \qquad (7)$$

Presiunea pe valț la un moment dat are expresia :

$$p = c_0\left(\frac{\gamma}{\gamma_1} - 1\right)^m \qquad (8)$$

Cu relațiile (7) și (8), relația (6) se scrie :

$$dP = \frac{Qc_0}{A\gamma_1}\left(\frac{\gamma}{\gamma_1} - 1\right)^m da, \qquad (9)$$

de unde puterea totală pentru antrenarea valțurilor este :

$$P = \frac{Qc_0}{A\gamma_1}\int_A^a \left(\frac{\gamma}{\gamma_1} - 1\right)^m da \qquad (10)$$

Relația (4) scrisă pentru $\gamma_2 = \gamma$ și a variabil :

$$\frac{A}{a} = \frac{\gamma}{\gamma_1} \qquad (11)$$

prin diferențiere ne dă :

$$\frac{d\gamma}{\gamma_1} = -\frac{A}{a^2}da \qquad (12)$$

de unde :

$$da = -\frac{a^2}{A\gamma_1}d\gamma \qquad (13)$$

și deci :

$$P = -\frac{Qc_0}{\gamma_1^2}\int_{\gamma_1}^{\gamma_2}\left(\frac{a}{A}\right)^2\left(\frac{\gamma}{\gamma_1}-1\right)^m d\gamma$$

sau :

$$P = -\frac{Qc_0}{\gamma_1^2}\int_{\gamma_1}^{\gamma_2}\frac{\gamma_1^2}{\gamma^2}\left(\frac{\gamma}{\gamma_1}-1\right)^m d\gamma$$

și simplificînd :

$$P = -Qc_0\int_{\gamma_1}^{\gamma_2}\frac{1}{\gamma^2}\left(\frac{\gamma}{\gamma_1}-1\right)^m d\gamma \qquad (14)$$

Expresia de sub semnul integralei se poate scrie :

$$\frac{1}{\gamma^2}\left(\frac{\gamma}{\gamma_1}-1\right)^m = \frac{\gamma^{m-2}}{\gamma_1^m}\left(1-\frac{\gamma_1}{\gamma}\right)^m \qquad (15)$$

Notăm $\frac{\gamma_1}{\gamma} = t$ și observăm că $\gamma_1 < \gamma$, deci $t<1$, atunci paranteza $(1-t)^m$ se poate dezvolta în serie de puteri convergentă pentru $-1<t<1$:

$$(1-t)^m = 1 - mt + \frac{m(m-1)t^2}{2!} + \cdots + \qquad (16)$$

$$+(-1)^n\frac{m(m-1)\ldots(m-n+1)}{n!}t^n + \cdots$$

Din dezvoltarea (16) reținem primii patru termeni ($m=3$) ce oferă o precizie suficientă de calcul și integrala din (14) devine :

$$\int_{\gamma_1}^{\gamma_2}\frac{1}{\gamma^2}\left(\frac{\gamma}{\gamma_1}-1\right)^m d\gamma = \int_{\gamma_1}^{\gamma_2}\frac{\gamma^{m-2}}{\gamma_1^m}\left(1-\frac{\gamma_1}{\gamma}\right)^m d\gamma \cong \qquad (17)$$

$$\cong \int_{\gamma_1}^{\gamma_2}\frac{1}{\gamma_1^2}\left(\frac{\gamma}{\gamma_1}-3+3\frac{\gamma_1}{\gamma}-\frac{\gamma_1^2}{\gamma^2}\right)d\gamma =$$

$$= \frac{1}{\gamma_1^2}\left|\frac{\gamma^2}{2\gamma_1}-3\gamma+3\gamma_1\ln\gamma+\frac{\gamma_1^2}{\gamma}\right|_{\gamma_1}^{\gamma_2} =$$

$$= \frac{1}{\gamma_1^2}\left(\frac{\gamma_2^2}{2\gamma_1}-3\gamma_2+\frac{\gamma_1^2}{\gamma_2}+3\gamma_1\ln\frac{\gamma_2}{\gamma_1}+\frac{3}{2}\gamma_1\right)$$

Valori ale puterii necesare la antrenarea valțurilor pentru diverși parametri practici

C_0	γ_1 Kg/m³ \ Q kg/s	1	2	3	4	5	6
$C_0 = 10000 \left[\frac{N}{m^2}\right]$	10	4.028	8.057	12.085	16.113	20.142	24.170
	20	2.014	4.028	6.042	8.057	10.071	12.085
	30	1.343	2.686	4.028	5.371	6.714	8.057
$C_0 = 20000 \left[\frac{N}{m^2}\right]$	10	8.057	16.113	24.170	32.227	40.283	48.340
	20	4.028	8.057	12.085	16.113	20.142	24.170
	30	2.686	5.371	8.057	10.742	13.428	16.113
$C_0 = 40000 \left[\frac{N}{m^2}\right]$	10	16.113	32.227	48.340	64.453	80.566	96.680
	20	8.057	16.113	24.170	32.227	40.283	48.340
	30	5.371	10.742	16.113	21.484	26.855	32.227

Notînd $\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = k$, ținînd seama de integrala (17), relația (14) devine :

$$P = \frac{Qc_0}{\gamma_1}\left(\frac{k^2}{2} - 3k + \frac{1}{k} + 3\ln k + \frac{3}{2}\right)[\mathrm{w}] \tag{18}$$

În calcule s-a considerat pentru A valoric 40, 80, 120 cm și pentru a_0 valorile 8, 16, 24 cm astfel încît avem :

$$k = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{A}{a_0} = \frac{40}{8} = \frac{80}{16} = \frac{120}{24} = 5$$

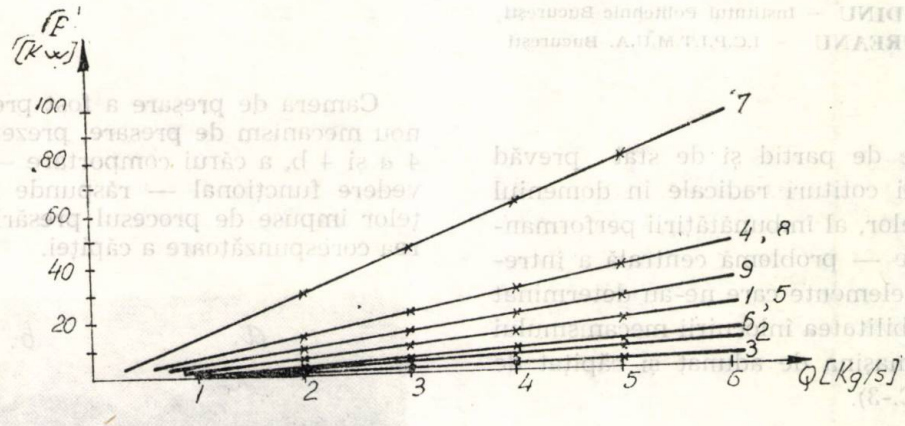


Fig. 3 Variația puterii în funcție de debitul Q, masa specifică a nutrețului γ_1 și coeficientul c_0.
pentru $c_0 = 10000$ N/m² : curbele 1($\gamma_1 = 10$ kg/m³), 2($\gamma_1 = 20$ kg/m³), și 3 ($\gamma_1 = 30$ kg/m³) ;
pentru c_0 20000 N/m² : curbele 4 ($\gamma_1 = 10$), 5 ($\gamma_1 = 20$) și 6($\gamma_1 = 30$) ;
pentru $c_0 = 40000$ N/m² ; curbele 7 ($\gamma_1 = 10$), 8 ($\gamma_1 = 20$) și 9 ($\gamma_1 = 30$).

S-a renunțat la semnul minus, deoarece cei doi parametri a și γ variază în sens invers.

Aplicație

Se consideră cunoscute următoarele mărimi Q în [kg/s], masa specifică a nutrețului γ_1 în [kg/m³], grosimea stratului de nutreț A și a_0 în [cm], coeficienții c_0 în N/m² și $m = 3$. Pentru diverse valori practice ale mărimilor de mai sus, aplicînd relația (18), s-a calculat puterea totală pentru antrenarea valțurilor în [W], rezultatele fiind indicate în tabelul 1 și figura 3.

Concluzii

Conform relației (18) rezultă că puterea este proporțională cu debitul și invers proporțională cu masa specifică a nutrețului înainte de comprimare γ_1 ; de asemenea, puterea crește cu valoarea coeficientului c_0 ce depinde de tipul nutrețului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gerencsér A* : Állatenyés-ztés gépei, I, Tankönyvkiadó, Budapest, 1974.

[2] *Radcenko, G. E.* : Rasciot pliușcilnih ustanovoe, Rev. Mehanizația i elektrifikația soțialisticeskovo seliskovo hoziastva, nr. 11, 1978.

CZ : 631.3

Modernizarea mașinii M.A.C.-3 prin schimbarea mecanismului camerei de presare

Șef lucr. ing. Ion **DINU** — Institutul Politehnic București
Ing. Aurel **CUCIUREANU** — I.C.P.I.T.M.U.A. București

Introducere

Documentele de partid și de stat prevăd înfăptuirea unei cotituri radicale în domeniul calității produselor, al îmbunătățirii performanțelor lor tehnice — problemă centrală a întregii industrii — elemente care ne-au determinat să studiem posibilitatea înlocuirii mecanismului de presare la mașina de adunat și căpițat de trei tone (M.A.C.-3).

Descrierea mașinii

Mașina M.A.C.-3 M, prezentată în figura 1, lucrează în agregat cu tractorul U-650 și este destinată recoltării tulpinelor de porumb, floa-

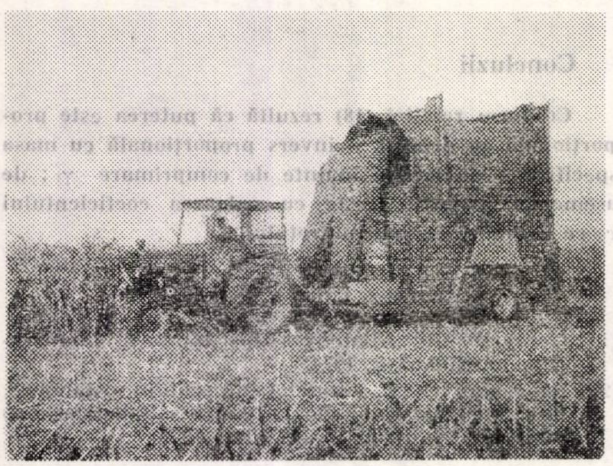


Fig. 1 Vedere generală a mașinii M.A.C.-3 M în lucru.

rea soarelui, a fînului uscat așezat în brazdă, precum și a paielor sorgului, vrejurilor de soia, mazăre etc.

Mașina lucrează pe terenuri plane, sau pe pante cu înclinare pînă la 10^0. Materialul adunat este presat și descărcat sub formă de căpițe la capătul parcelelor (fig. 2). Mașina M.A.C.-3 a fost fabricată la I.M.U. Medgidia, avînd pentru camera de presare un mecanism cu sector dințat, ca în figura 3.

Camera de presare a fost prevăzută cu un nou mecanism de presare, prezentat în figurile 4 a și 4 b, a cărui comportare — din punct de vedere funcțional — răspunde integral cerințelor impuse de procesul presării și de formarea corespunzătoare a căpiței.

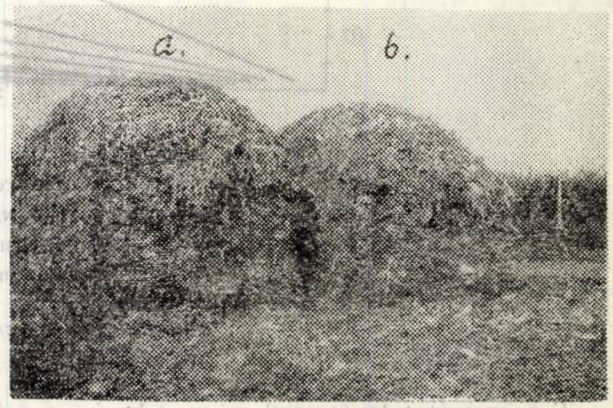


Fig. 2 Căpițe realizate cu mașina M.A.C. 3 M.
a) căpiță formată din 4 alimentări și 4 presări ;
b) căpiță formată din 2 alimentări și 2 presări.

În scopul experimentărilor noului mecanism, s-a constatat că acesta este mai silențios în funcționare și mai simplu decît vechiul meca-

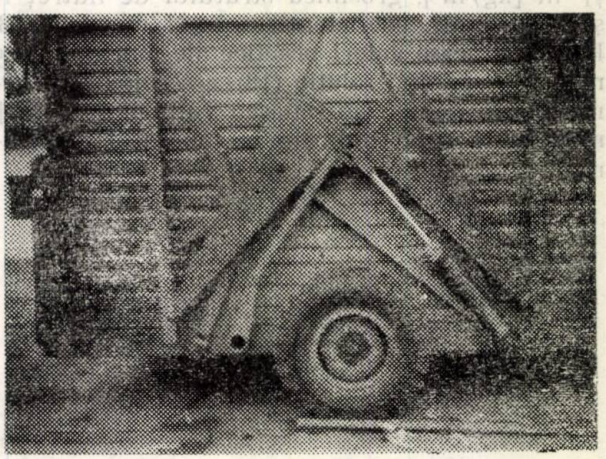


Fig. 3 Mecanismul vechi de presare al mașinii M.A.C- 3.

nism, avînd și masa cu 70 kg mai mică ; de asemenea, tehnologia de realizare este mult mai simplă și mai economică.

Aspecte teoretice

În figura 5 se prezintă schema vechiului mecanism de presare, care este format din

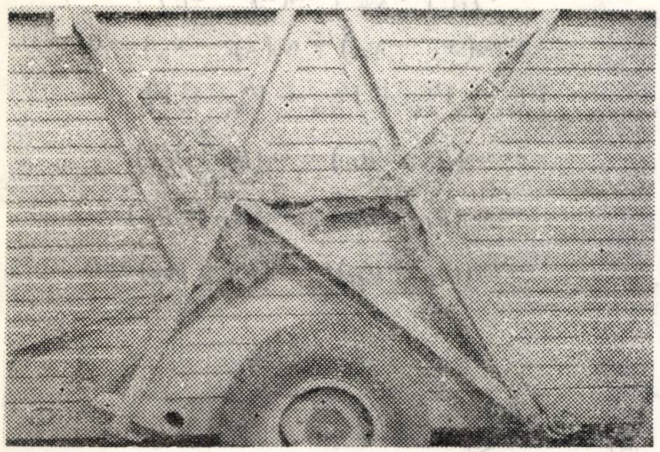


Fig. 4 a Mecanismul de presare al mașinii M.A.C.-3 M, în poziția de ridicare a capacului de presare.

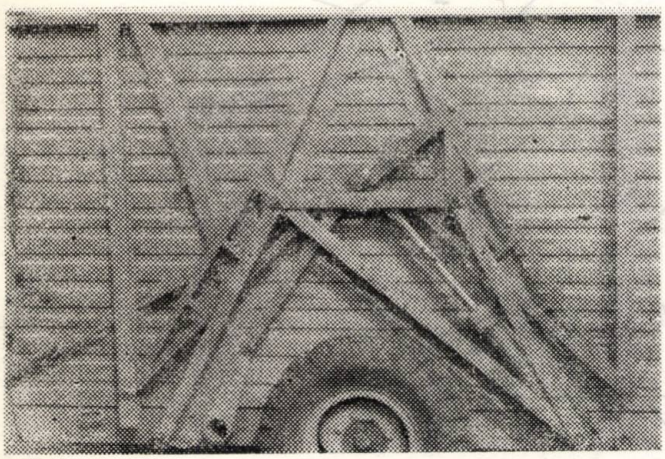


Fig. 4 b Mecanismul de presare nou al mașinii M.A.C.-3 M, în poziție de coborîre a capacului de presare.

nouă elemente mobile, 12 cuple cinematice inferioare și două cuple cinematice superioare :

$i \Rightarrow$ A, B, C, D, F, G, H, M, L, K, N, P

$S \Rightarrow$ E, Q

$i = 12$ — cuple inferioare ;

$S = 2$ — cuple superioare ;

$m = 9$ — elemente mobile.

Gradul de mobilitate al mecanismului se calculează cu relația :

$$M = 3\,m - 2\,i - S$$

Deci :

$$M = 3.9 - 2.12 - 2 = 1$$

Vechiul mecanism are un singur grad de mobilitate.

În figura 6 este prezentată schema noului mecanism de presare, în componența căruia mai intervin elementele 4' și 7', de asemenea, cuplele E', $Q'_{(R)}$, $Q_{(')}$.

La noul mecanism avem un număr de 11 elemente mobile și de 16 cuple cinematice inferioare.

$i \Rightarrow$ A, B, C, D, E, E', F, G, H, K, L, M, N, P, Q, Q'

$m = 11$

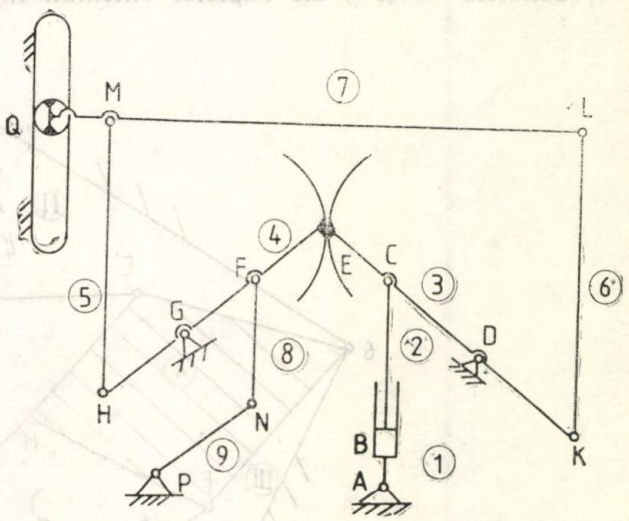


Fig. 5 Schema vechiului mecanism de presare.

Gradul de mobilitate al noului mecanism este :

$$M = 3\,m - 2\,i = 3.11 - 2.16 = 1$$

Se vede că noul mecanism are gradul de mobilitate egal cu 1, ca și vechiul mecanism. Gradul asociat noului mecanism este prezentat în figura 7. Se observă că este un graf planar cu 5 cicluri independente. Se consideră

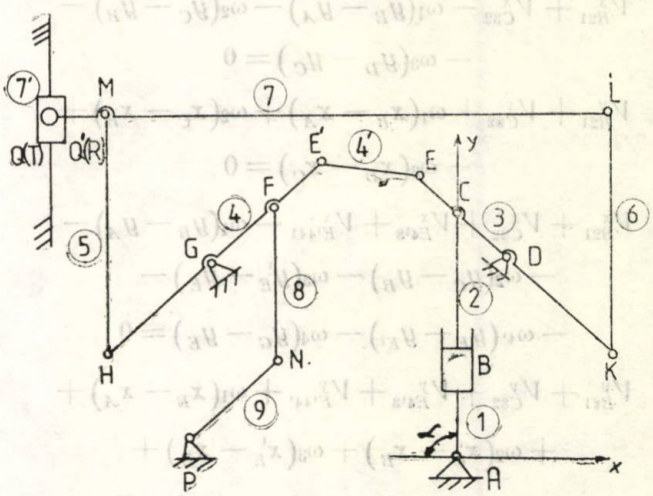


Fig. 6 Schema noului mecanism de presare.

că bază de cicluri independente contururile domeniilor interioare disjuncte ale graficului adică :

— ciclul I — A—1—B—2—C—3—D ;
— ciclul II — A—1—B—2—C—3—E'—4'—E'—4—G
— ciclul III — G—4—F—8—N—9—P ;
— ciclul IV — P—9—N—8—F—4—H—5—M—7—Q'—7'—Q ;
— ciclul V — Q—7'—Q'—7—L—6—K—3—D.

Luînd un sistem de axe xoy în planul mecanismului, cu originea în A, și cunoscîndu-se coordonatele x și y ale cuplelor cinematice,

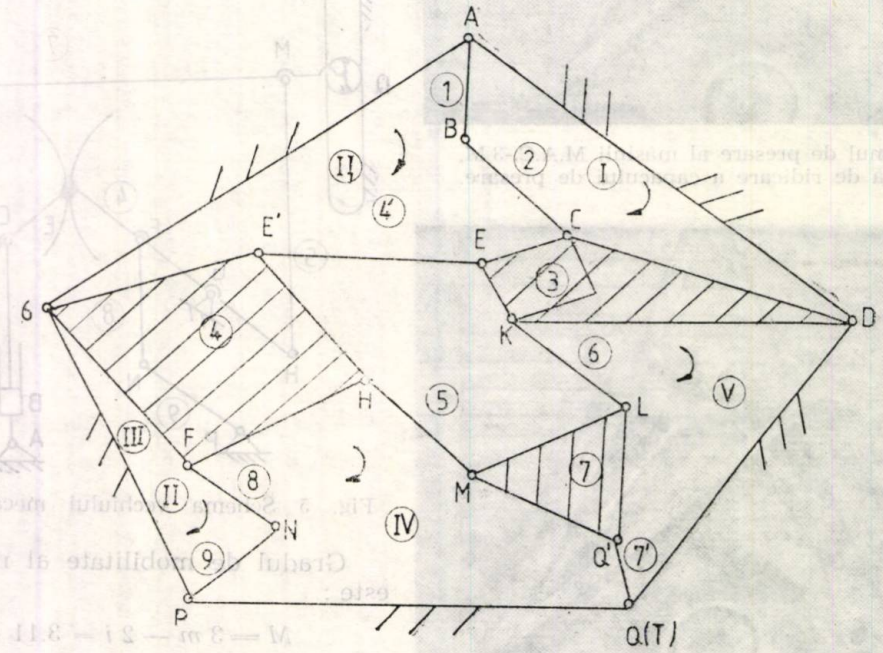


Fig. 7 Graful asociat noului mecanism de presare.

sistemul ecuațiilor de condiție pentru cele cinci cicluri independente este următorul :

$$V^x_{B21} + V^x_{C32} - \omega_1(y_B - y_A) - \omega_2(y_C - y_B) - \omega_3(y_D - y_C) = 0$$

$$V^y_{B21} + V^y_{C32} + \omega_1(x_B - x_A) + \omega_2(x_C - x_B) + \omega_3(x_D - x_C) = 0$$

$$V^x_{B21} + V^x_{C32} + V^x_{E4'3} + V^x_{E'44'} - \omega_1(y_B - y_A) - \omega_2(y_C - y_B) - \omega_3(y'_E - y_E) - \omega_{4'}(y_E - y_{E'}) - \omega_4(y_G - y_E) = 0$$

$$V^y_{B21} + V^y_{C32} + V^y_{E4'3} + V^y_{E'44'} + \omega_1(x_B - x_A) + \omega_2(x_C - x_B) + \omega_3(x'_E - x_E) + \omega_{4'}(x_E - x_{E'}) + \omega_4(x_G - x_E) = 0$$

$$V^x_{F84} + V^x_{N98} - \omega_4(y_F - y_G) - \omega_8(y_N - y_F) - \omega_9(y_P - y_N) = 0$$

$$V^y_{F84} + V^y_{N98} + \omega_4(x_F - x_G) + \omega_8(x_N - x_F) + \omega_9(x_P - x_N) = 0$$

$$V^x_{N89} + V^x_{E48} + V^x_{H54} + V^x_{M75} + V^x_{Q'7'7} - \omega_9(y_N - y_P) - \omega_8(y_F - y_N) - \omega_4(y_H - y_F) - \omega_5(y_M - y_H) - \omega_7(y_{Q'} - y_M) - \omega'_7(y_Q - y_{Q'}) = 0$$

$$V^y_{N89} + V^y_{F48} + V^y_{H54} + V^y_{M75} + V^y_{Q'7'7} + \omega_9(x_N - x_P) + \omega_8(x_F - x_N) + \omega_4(x_H - x_F) + \omega_5(x_M - x_H) + \omega_7(x_{Q'} - x_M) + \omega'_7(x_Q - x_{Q'}) = 0$$

$$V^x_{Q7'6} + V^x_{Q'77'} + V^x_{L67} + V^x_{K36} - \omega'_7(y_{Q'} - y_Q) - \omega_7(y_L - y_{Q'}) - \omega_6(y_K - y_L) - \omega_3(y_D - y_K) = 0$$

$$V^y_{Q7'6} + V^y_{Q'77'} + V^y_{L67} + V^y_{K36} + \omega'_7(x_{Q'} - x_Q) + \omega_7(x_L - x_{Q'}) + \omega_6(x_K - x_L) + \omega_3(x_D - x_K) = 0$$

Condițiile cinematice din legături sînt următoarele :

$$\frac{V^y_{B21}}{V^x_{B21}} = -\operatorname{tg}\alpha \qquad V^x_{M75} = V^y_{M75} = 0$$

$$V^x_{C32} = V^y_{C32} = 0 \qquad V^x_{Q'7'7} = V^y_{Q'7'7} = 0$$

$$V^x_{E'4'8} = V^y_{E'4'3} = 0 \qquad V^x_{Q'7'0} = 0$$

$$V^x_{E'44'} = V^y_{E'44'} = 0 \qquad V^x_{L67} = V^y_{L67} = 0$$

$$V^x_{F84} = V^y_{F84} = 0 \qquad V^x_{K'86} = V^y_{K'86} = 0$$

$$V^x_{N98} = V^y_{N98} = 0$$

$$V^x_{H54} = V^y_{H54} = 0$$

Sistemul de ecuații obținut după înlocuirea condițiilor din legături permite determinarea distribuției de viteze, iar cu ajutorul principiului vitezelor virtuale se determină valoarea maximă a forței de presare, care nu diferă de forța obținută cu vechiul mecanism.

Concluzii

Inlocuirea vechiului mecanism al mașinii conduce la o funcționare mai bună, prin înlăturarea frecărilor și a trepidațiilor din sectoarele dințate, la o economie de metal de circa 70 kg pe mecanism și la o realizare constructivă mult mai simplă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cuciureanu, A.* : Mașină pentru presat și căpițat finul în cîmp — brevet de invenție nr. 73946 din 15. 06. 1976.

[2] *Tutunaru, D.* : Mecanisme plane; rectiliniare și inversare — Editura tehnică., București 1969.

[3] *Voinea, R., Atanasiu, M.* : Metode analitice noi în teoria mecanismelor — Editura tehnică, București 1964.

CZ : 631.3

Cu privire la echilibrarea la șoc a ciocanelor de la mașinile de măcinat furaje, executate la I.M.A.I.A. — Arad

Conf. dr. ing. Ioan **CHELEMEN**, șef lucr. dr. ing. Ion **ROȘCA** — Institutul Politehnic București

Rotoarele cu ciocane de la mașinile de măcinat furaje, executate la I.M.A.I.A. Arad, sînt echilibrate static și dinamic la mers în gol. Totodată, ciocanele sînt astfel dimensionate, ca să reziste solicitările la care sînt supuse. Datorită acestor măsuri, mașinile respective au o funcționare liniștită și sigură la mers în gol.

În timpul funcționării în sarcină se semnalizează, totuși, trepidații mai mult sau mai puțin puternice ale acestor mașini, care scurtează durata lor de viață. Aceste trepidații se datoresc șocurilor dintre ciocane și particulele de furaj supuse măcinării. Printr-o alegere corespunzătoare a poziției găurilor de prindere și a dimensiunilor ciocanelor, se poate evita transmiterea acestor șocuri la batiul mașinii, mărind în felul acesta durata ei de funcționare. Operația respectivă este cunoscută sub denumirea de echilibrare la șoc a ciocanelor.

Rotorul cu ciocane se rotește cu viteza unghiulară ω_0 în jurul axei sale, iar ciocanele ocupă poziții radiale în momentul alimentării cu furaj. La întîlnirea unei particule de furaj cu ciocanul aflat în mișcare de rotație apare percuția $\overline{P}$.

Pentru echilibrarea la șoc a ciocanelor, deci pentru ca în lagăre să nu apară percuții de legătură, este necesar ca ciocnirea particulelor de nutreț cu ciocanele să se desfășoare în anumite condiții și anume [1] :

1) suportul percuției $\overline{P}$ trebuie să treacă prin centrul percuțiilor ;

2) percuția $\overline{P}$ trebuie să fie normală pe planul determinat de axa de rotație și de centrul maselor C.

3) axa de rotație trebuie să fie axă principală de inerție, în punctul în care planul perpendicular pe axă conține percuția.

Dacă triedrul de referință $Oxyz$ este astfel ales încît axa Oz coincide cu axa de rotație a ciocanului și axa Ox trece prin centrul maselor C al ciocanului, atunci coordonatele centrului percuțiilor sînt :

$$x = \frac{I_z}{M\xi}, \quad y = 0, \quad z = \frac{I_{xz}}{M\xi} \qquad (1)$$

unde :

M este masa ciocanului ;

I_z este momentul de inerție al ciocanului în raport cu axa de rotație ;

I_{xz} este momentul de inerție centrifugal în raport cu planele $x = 0$, $z = 0$;

ξ este abscisa centrului maselor.

În general, la morile cu ciocane existente, condițiile susmenționate sînt îndeplinite și

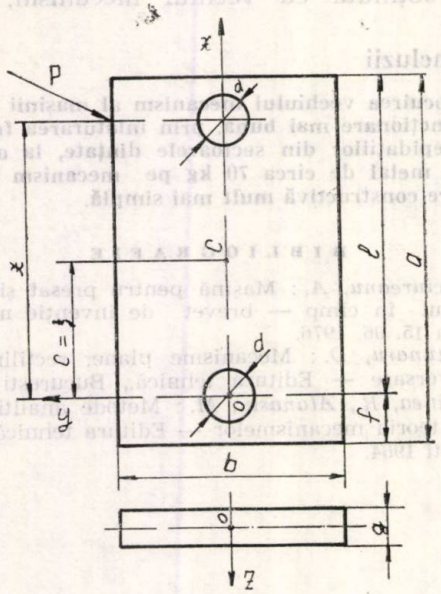


Fig. 1

deoarece percuțiile sînt aplicate în zona periferică a ciocanelor, putem scrie că $x \simeq l$, deci :

$$l = \frac{I_z}{M\xi} \tag{2}$$

Pentru un ciocan normal (fig. 1) momentul de inerție în raport cu axa de rotație are expresia :

$$I_z = I_0 = I_c + M\xi^2 \tag{3}$$

unde :

$$M = \rho_A\left(ab - 2\frac{\pi d^2}{4}\right) \tag{4}$$

ρ_A fiind densitatea superficială.

$$I_c = \rho_A \cdot ab\left(\frac{a^2+b^2}{12}\right) - 2\rho_A \cdot \frac{\pi d^2}{4}\left(\frac{d^2}{8} + \xi^2\right) \tag{5}$$

Ținînd cont de relațiile (3), (4) și (5), relația (2) devine :

$$l = \frac{\frac{ab}{12}(a^2+b^2) - \frac{\pi d^4}{16} - \xi^2(\pi d^2 - ab)}{\left(ab - 1\frac{\pi d^2}{2}\right)\xi} \tag{6}$$

În cazul neglijării influenței găurilor ($d = 0$), relația (6) se simplifică astfel :

$$l = \frac{a^2+b^2}{12\xi} + \xi \tag{7}$$

Conform figurii 1, rezultă :

$$l = \frac{a+2\xi}{2} \tag{8}$$

Din relațiile (6) și (8) sau (7) și (8) se determină ξ funcția de dimensiunile ciocanului și ale găurii. Deci, ținînd cont de influența găurilor, ξ se află din relația :

$$\pi d^2\xi^2 + a\left(ab - \frac{\pi d^2}{2}\right)\xi + \frac{\pi d^4}{8} - \frac{ab}{6}(a^2+b^2) = 0 \tag{9}$$

Iar în cazul simplificat ($d = 0$) avem :

$$\xi = \frac{a^2+b^2}{6a} \tag{10}$$

În practică interesează poziția găurilor, respectiv cota f, care poate fi calculată cu relația :

$$f = \frac{a-2\xi}{2} \tag{11}$$

În cele ce urmează se va face o verificare a echilibrării la șoc a ciocanelor pentru morile cu ciocane MCF—5, MC—3, MC—5 FG, executate la IMAIA — Arad. Rezultatele calculelor sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Tipul ciocanului	VALORI REALE								Valori calculate	
	a	b	c	d	e	f	g	l	f Relațiile (10)+(11)	f Relațiile (9)+(11)
MCF—5	145	60	34,5	20	69	38	12	107	44,2	42,9
MC—3	110	50	55	18	70	20	4	90	32,9	31,7
MC—5FG	190	50	95	18	117	36	5	154	61,1	59,9

Din analiza rezultatelor prezentate în tabel, rezultă că valorile cotei f, de poziționare a găurilor obținute din calcul, diferă sensibil față de valorile reale, mai ales la morile MC-3 și MC—5 FG. În plus, valorile obținute cu relația exactă (9) diferă puțin de cele obținute cu relația aproximativă (10).

În concluzie, morile cu ciocane MC-3 și MC-5 FG nu respectă condițiile echilibrării la șoc. În condițiile în care lungimea ciocanului este impusă, alegînd convenabil lățimea ciocanului se poate determina cota f necesară echilibrării la șoc cu ajutorul relației (10), pentru un calcul aproximativ, sau cu relația (9) pentru un calcul mai exact.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Voinea, R., Voiculescu, D., Ceauşu, V.:* Mecanica Editura Didactică și Pedagogică București, 1975.

CZ : 631.3

Unele probleme privind elementele elastice ale sistemelor de separare-transport vibratoare utilizate la mașinile agricole

Șef lucr. ing. Tudor **CĂSĂNDROIU**, conf. dr. ing. Nicolae **ENESCU** — Institutul Politehnic București

Generalități

Mașinile agricole care efectuează separarea (curățirea, sortarea) produselor (semințe, cartofi, ceapă etc.) după dimensiunile particulelor ce le compun folosesc, de regulă, sisteme de separare cu site plane. Aceste sisteme au rol dublu : pe de o parte asigurarea desfășurării procesului de separare (prin realizarea stării de cernere a materialului care se află în sistem) și pe de altă parte asigurarea deplasării materialului neseparat pe suprafața sitelor spre evacuare, pentru a le permite o funcționare continuă.

Îndeplinirea acestui rol este asigurată de mișcarea oscilatorie imprimată acestor sisteme prin acționarea, de obicei, cu mecanisme bielă-manivelă. Din acest motiv, astfel de sisteme le-am denumit sisteme de separare-transport vibratoare cu antrenare cinematică.

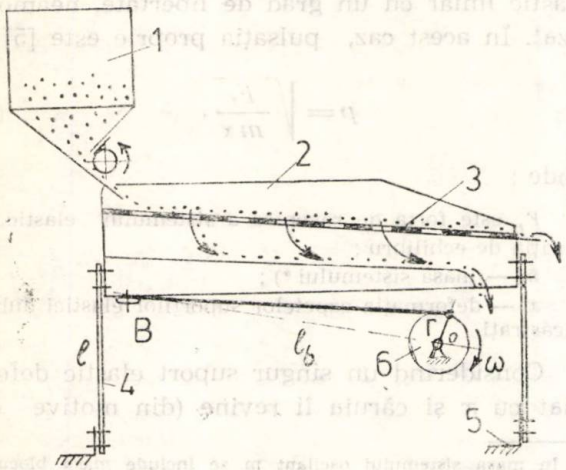


Fig. 1 Schema blocului de separare, cu excitare cinematică, folosit la mașinile agricole.

Schematic acest sistem este prezentat în figura 1, iar sub această formă constructivă se întîlnește cel mai frecvent la mașinile pentru curățirea și separarea semințelor (MCS-5/2,5 ; S—5 ș. a.).

Ansamblul este format din coșul **1** de alimentare cu semințe, blocul **2** de separare și transport al semințelor, sita **3** fixată în bloc, suporții elastici **4** pe care se sprijină blocul, cadrul mașinii **5**, pe care se fixează suporții elastici și mecanismul bielă-manivelă **6** de excitare cinematică a mișcării vibratoare a blocului cu site. Suporții elastici sînt executați din lemn de frasin sau carpen, sub forma unor arcuri lamelare drepte, de secțiune dreptunghiulară, cîte două lamele pentru fiecare suport. Blocul de separare se sprijină pe patru suporți elastici care sînt fixați rigid pe pereții blocului, cît și pe cadrul mașinii, ceea ce ne permite să considerăm că aceștia sînt încastrați la ambele capete. De regulă lungimile l ale suporților elastici de la cele două capete ale blocului sînt egale ; uneori, din motive constructive, lungimile sînt diferite, dar diferențele nu depășesc 5—10%, motiv pentru care putem considera, în ambele cazuri, că blocul are mișcare de translație. Întrucît suporții elastici sînt verticali și au lungimi mari ($l >$ 650 mm), iar mecanismul bielă-manivelă are rapotrul $r/l_b = (0{,}004 \div 0{,}01)$ putem considera cu suficientă precizie că blocul are o mișcare de translație rectilinie oscilatorie armonică pe orizontală de ecuație [1] :

$$x = r\,(1 - \cos\varphi), \qquad (1)$$

în care x reprezintă deplasarea blocului față de P.M. din dreapta, iar $\varphi = \omega t$ este unghiul manivelei de rază r față de linia OB (vezi fig. 1),

măsurat în sensul de rotație, ω fiind viteza unghiulară constantă a manivelei.

Este cunoscut că dacă raza manivelei este r, atunci în cazul de față $A \simeq r$, unde A este amplitudinea mișcării blocului, deci ecuația (1) devine :

$$x = A\,(1 - \cos \omega t).$$

Din ecuația (2) rezultă viteza v și accelerația a a mișcării blocului :

$$v = \dot{x} = A\omega \sin \omega t; \qquad (3)$$

$$a = \ddot{x} = A\omega^2 \cos \omega t$$

În literatura de specialitate sînt studiate regimurile cinematice corespunzătoare realizării unei separații eficace și unui bun transport pe sită, indicîndu-se valori pentru viteza unghiulară în domeniul $\omega = 40 \div 60$ s^{-1}, iar pentru amplitudinea oscilației $A = 5 \div 15$ mm, mai frecvente fiind valorile $7 \div 10$ mm [2, 3, 4].

O problemă importantă la aceste tipuri de sisteme o constituie alegerea suporților elastici de tipul arcurilor lamelare drepte din lemn. O alegere rațională trebuie să țină seama de următorii factori :

— asigurarea unei rezistențe ridicate la oboseală ;

— o valoare cît mai coborîtă a pulsației proprii a sistemului, pentru a asigura o funcționare cît mai liniștită și fără trepidații a ansamblului și o reducere a solicitărilor lagărelor mecanismului de acționare și a cadrului mașinii ;

— adaptarea unor soluții constructive care să ducă la simplificarea tehnologiei de execuție și la o reducere a consumului de material.

În primele variante (utilizate la SU-4) acești suporți s-au executat din două bare drepte, de secțiune dreptunghiulară, din lemn, montate alăturat și rigidizate la capete prin șuruburi și plăci metalice (fig. 2, a), iar actualmente (la S—5, MCS—5/2,5) barele sînt fasonate, de grosime mai mică în raport cu prima variantă și montate distanțat una față de alta, de asemenea rigidizate la capete (fig. 2, b).

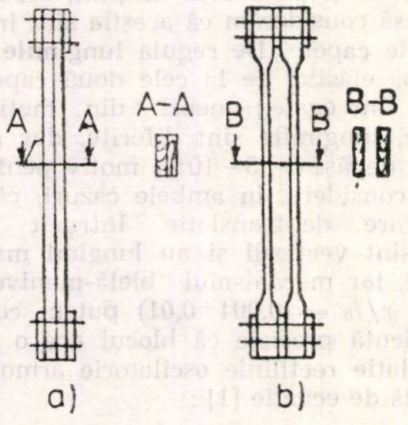


Fig. 2 Soluții constructive de suporți elastici cu două lamele :
a) varianta cu lamele nefasonate și nedistanțate (SU-4) ;
b) varianta cu lamele fasonate și distanțate (MCS-5/2,5, S-5).

Criterii de alegere a suporților elastici

În literatura de specialitate studiată nu au fost înîlnite date referitoare la modul de alegere a formei și dimensiunilor optime ale barelor care formează suporții elastici ai blocului sitelor. Din acest motiv, ne propunem să prezentăm un mod judicios de tratare a acestei probleme.

Elementele asupra cărora proiectantul trebuie să decidă la realizarea unei mașini de tipul considerat sînt următoarele :

— determinarea pulsației proprii a sistemului, care este o caracteristică a sistemului oscilant, independentă de condițiile inițiale ale mișcării ;

— gradul de echilibrare a forțelor de inerție datorită elasticității suporților ;

— realizarea valorii impuse a coeficientului de siguranță la oboseală ;

— determinarea coeficientului de siguranță la flambaj ;

— stabilirea soluției constructive optime.

În cele ce urmează vom analiza pe rînd aceste elemente, pentru a pune la dispoziția proiectanților acestui tip de mașină vibratoare mijloacele de calcul necesare realizării scopului pe care și-l propun.

Determinarea pulsației proprii a sistemului

Sistemul vibrator (fig. 1) este un sistem cu excitație cinematică. Neglijînd masa suporților elastici și rezistența aerului (într-o primă aproximație), avem de-a face cu un sistem elastic liniar cu un grad de libertate, neamortizat. În acest caz, pulsația proprie este [5] :

$$p = \sqrt{\frac{F_r}{mx}}, \qquad (4)$$

unde :

F_r este forța de revenire a sistemului elastic în poziția de echilibru ;

m — masa sistemului *) ;

x — deformația capetelor suporților elastici dublu încastrați.

Considerînd un singur suport elastic deformat cu x și căruia îi revine (din motive de

*) În masa sistemului oscilant m se include masa blocului de separare cu site și partea din masa de material (în proporție de 0,1÷0,25) ce se află la un moment dat în sistem și care se deplasează în mod real cu acesta ca un singur tot [6].

simetrie) masa m/z din sistem (z — numărul de suporți), pe baza figurii 3 rezultă că :

$$F_r = z\left(F_{lr} - \frac{mgx}{zl}\right), \tag{5}$$

în care F_{lr} este forța de revenire elastică a unui suport, iar l — lungimea suportului.

Pentru calculul forței F_{lr} se aplică ecuația lui Clapeyron pentru cazul grinzii încastrate la capete și cu o denivelare x a uneia dintre în-

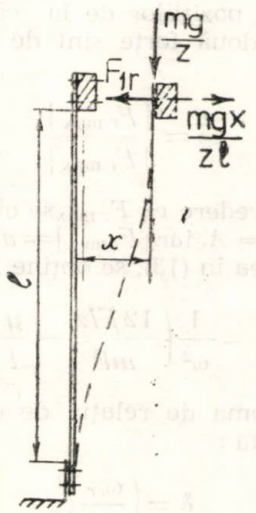


Fig. 3 Schema suportului elastic (dublu încastrat) deformat pentru calculul forței de revenire, F_r.

castrări [7], obținîndu-se mai întîi expresia momentului încovoietor M_i care ia naștere în încastrări (care este același) și apoi expresia forței de revenire F_{lr}, astfel :

$$M_i = \frac{6EI_x}{l^2}; \tag{6}$$

$$F_{lr} = \frac{12EIx}{l^3}, \tag{7}$$

în care E este modelul de elasticitate longitudinal al materialului suportului, iar I — momentul de inerție al secțiunii transversale a suportului.

Ținînd seama de expresiile (5) și (7), după înlocuirea în (4) și efectuarea calculelor, se obține :

$$p = \sqrt{\frac{12EIz}{ml^3} - \frac{g}{l}} \tag{8}$$

Datorită faptului că sistemul este cu excitare cinematică, starea de rezonanță se atinge cînd $\omega = p$, situație în care ω se notează ω_{cr}, deci $\omega_{cr} = p$.

În cazul în care suportul elastic este format din n lamele, forța de revenire devine $F_{ir} = nF_{lr}$, pulsația proprie a sistemului devenind :

$$p' = \sqrt{\frac{12EInz}{ml^3} - \frac{g}{l}}, \tag{9}$$

unde I este momentul de inerție al secțiunii transversale al unei lamele.

Alegerea valorii lui ω se face realizînd un compromis între cele două efecte dinamice contrare legate de plasarea valorii lui ω față de ω_{cr}.

Primul efect se referă la amplitudinea forței de legătură dintre bielă și blocul de separare, în cazul excitării cinematice a vibrațiilor, care conform [8] are expresia :

$$F_0 = mr\sqrt{(\omega_{cr}^2 - \omega^2)^2 + 4\alpha^2\omega^2}, \tag{10}$$

în care $\alpha = c/2m$, unde c este coeficientul de amortizare vîscoasă a vibrațiilor, provenind de la rezistența opusă de aer față de mișcarea blocului.

Valoarea minimă a lui F_0, în funcție de ω se obține pentru :

$$\omega = \sqrt{\omega_{cr}^2 - 2\alpha^2} \tag{11}$$

Din relația (11) se observă că :

— pentru $\alpha = 0$, $\omega = \omega_{cr}$;

— pentru $\alpha < \frac{\omega_{cr}}{\sqrt{2}}$ există pentru F_0 o valoare de minim ;

— pentru $\alpha > \frac{\omega_{cr}}{\sqrt{2}}$ nu se mai obține un minim pentru F_0.

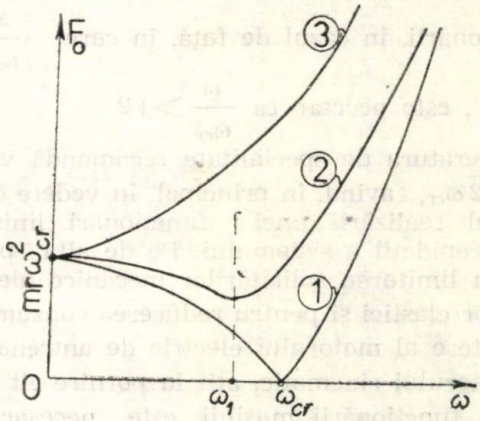


Fig. 4 Variația forței de legătură F_0 între bielă și blocul de separare în funcție de ω pentru trei situații ; 1) $\alpha = 0$; 2) $\alpha < \frac{\omega_{cr}}{\sqrt{2}}$; 3) $\alpha > \frac{\omega_{cr}}{\sqrt{2}}$ (α — coeficientul de amortizare vîscoasă a vibrațiilor).

În figura 4 este dată după [8] dependența $F_0(\omega)$ în cele trei situații discutate, curbele 1, 2 și 3 reprezentînd în ordine cazurile analizate. Din (10) rezultă că forța F_0, care trebuie aplicată blocului pentru ieșirea din repaus, are valoarea : $F_0' = mr\omega_{cr}^2$.

Pentru a avea un consum minim de putere la motorul care realizează antrenarea manivelei excitatorului de vibrații, este necesar ca F_0 să aibă valoarea cît mai mică. Pentru aceasta convine o valoare ω apropiată de ω_{cr} și, de asemenea, o valoare ω_{cr} cît mai redusă. Această ultimă cerință este indicată și pentru ca pornirea din repaos să necesite un cuplu de pornire cît mai mic (F_0 scade cu pătratul lui ω_{cr} atunci cînd se coboară valoarea acestuia).

În ceea ce privește amortizarea sitelor, din cauza rezistenței aerului, în literatura de specialitate se întîlnesc valori :

$$\frac{\alpha}{\omega_{cr}} \simeq (0{,}15 \div 0{,}3) < \frac{1}{\sqrt{2}},$$

deci se înregistrează un minim al lui F_0 pentru un $\omega_1 < \omega_{cr}$.

Al doilea efect al lui ω_{cr}, pe care îl avem în vedere la alegerea regimului de funcționare, este valoarea coeficientului de transmisibilitate spre fundație a forțelor ce se dezvoltă în timpul oscilației blocului. Expresia coeficientului de transmisibilitate este [5] :

$$c_T = \sqrt{1 + \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2 \left[2 - \left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2\right]}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{\alpha}{\omega_{cr}}\right)^2 \left(\frac{\alpha}{\omega_{cr}}\right)^2}} \qquad (12)$$

Pentru a avea $c_T < 1$, adică pentru a transmite fundației forțe inferioare amplitudinii forței perturbatoare care solicită masa m în timpul funcționării, în cazul de față, în care $\frac{\alpha}{\omega_{cr}} < \frac{1}{\sqrt{2}}$, este necesar ca $\frac{\omega}{\omega_{cr}} > \sqrt{2}$.

Literatura de specialitate recomandă valori $\omega > \sqrt{2}\,\omega_{cr}$, avînd, în principal, în vedere dezideratul realizării unei funcționări liniștite, fără trepidații a sistemului. Pe de altă parte, pentru limitarea solicitărilor mecanice ale suporților elastici și pentru reducerea consumului de putere al motorului electric de antrenare a excitatorului cinematic, atît la pornire cît și în cursul funcționării mașinii, este necesar ca valoarea lui ω_{cr} să fie cît mai redusă.

Principalele elemente asupra cărora se poate acționa pentru reducerea acestei valori sînt :

E — alegerea unui material cu modul de elasticitate redus ;

I — micșorarea secțiunii suporților ;

l — creșterea lungimii suporților.

În ceea ce privește valoarea parametrilor I și l este necesar ca să se țină seama și de cerințele de rezistență și rigiditate ale suporților de la capitolele care urmează.

Gradul de echilibrare a forțelor de inerție datorită elasticității

Acesta se apreciază prin ponderea δ din forța maximă de inerție ($F_{i\,max}$) a sistemului, preluată de forța de revenire a acestuia ($F_{r\,max}$), corespunzător pozițiilor de la capăt de cursă, întrucît cele două forțe sînt de sensuri contrare :

$$\delta = \frac{|F_{r\,max}|}{|F_{i\,max}|} \qquad (13)$$

Avînd în vedere că $F_{r\,max}$ se obține din (5) și (7) pentru $x = A$, iar $|F_{i\,max}| = ma_{max} = mA\omega^2$, după înlocuirea în (13), se obține :

$$\delta = \frac{1}{\omega^2}\left(\frac{12EIz}{ml^3} - \frac{g}{l}\right) \qquad (14)$$

Ținînd seama de relația de calcul a lui $\omega_{cr} = p$, rezultă :

$$\delta = \left(\frac{\omega_{cr}}{\omega}\right)^2. \qquad (15)$$

Din relația (15) se vede că pentru $\delta = 1$, sistemul se găsește în starea de rezonanță, care trebuie evitată, deci nu se poate realiza o echilibrare a forțelor de inerție numai prin elasticitatea suporților. Așa cum s-a arătat mai înainte, $\omega > \omega_{cr}$, deci $\delta < 1$.

Ținînd seama că în [4] se recomandă ca $(1/2 \div 2/3)$ din $F_{i\,max}$ să se echilibreze prin contragreutăți la excentric (în cazul în care echilibrarea nu se poate realiza prin alte blocuri de separare sau transportoare vibratoare din mașină și acționate de la același excentric — așa cum este și cazul analizat aici — rezultă că $\delta = (1/3 \div 1/2)$. Dacă se consideră $\delta = 1/2$, din (15) se obține $\omega = \sqrt{2}\,\omega_{cr}$, adică, o comportare satisfăcătoare la vibrații.

În continuare, vom accepta ca între viteza unghiulară de regim și cea critică să fie satisfăcută relația $\omega = \sqrt{2}\,\omega_{cr}$, care impune, în mod automat ca $1/2\ F_{i\,max}$ să fie echilibrată prin contragreutăți la excentric.

Coeficientul de siguranță la oboseală

Suporții elastici sînt supuși la o solicitare de încovoiere (în principal) la oboseală, după un ciclu alternant simetric, datorită deformațiilor capetelor, în limitele $A = 6 \div 10$ mm.

Momentul de încovoiere maxim la care este supus suportul în încastrare (vezi relația 6 și fig. 3) este :

$$M_{i\,max} = \frac{6EIA}{l^2} + \frac{mgA}{z} \qquad (16)$$

Efortul unitar maxim de încovoiere în suport rezultă :

$$\sigma_{i\,max} = \frac{6EIA}{l^2 W} + \frac{mgA}{zW}, \qquad (17)$$

unde W este modelul de rezistență al secțiunii transversale a suportului, iar A amplitudinea oscilației, respectiv a deplasării capătului suportului.

Întrucît termenul $\frac{mgA}{z}$, pentru cazurile uzuale întîlnite, are valori mici în raport cu primul termen al relației (16), se poate scrie, cu suficientă precizie :

$$\sigma_{i\,max} = \frac{6EIA}{l^2 W} = \frac{3EAh}{l^2}, \qquad (18)$$

în care h este grosimea lamelei.

Coeficientul de siguranță la oboseală c se determină din relația [7] :

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_f}{\varepsilon\gamma}\sigma_{i\,max}}, \qquad (19)$$

unde :

σ_{-1} este rezistența la oboseală a materialului suportului ;

k_f — coeficientul de concentrare ;

ε— coeficient dimensional ;

γ — coeficient de stare a suprafeței.

Pentru suporți din bare drepte, îngrijit prelucrate (fig. 2, a), se poate considera $k_f = 1$ și $\gamma = 1$, iar pentru cei din figura 2, b — numai $\gamma = 1$.

Din analiza relațiilor (18) și (19) rezultă că se obține o îmbunătățire a comportării la oboseală a suporților elastici, dacă grosimea h a lamelelor este redusă, acestea sînt îngrijit prelucrate și se evită variațiile de secțiune care introduc concentratori de eforturi. De aceea se recomandă folosirea lamelelor drepte, fără variații de secțiune, montate depărtat în cadrul unui suport, prin distanțiere de capete (fig. 5).

În cazul de față se pot accepta, pentru coeficientul de siguranță, valori minime $c = 1{,}5 \div 2$, [7].

Coeficientul de siguranță la flambaj

Datorită greutății blocului cu site inclusiv materialul, suporții sînt supuși la flambaj de compresiune. Este necesar să se verifice coeficientul de siguranță la flambaj c_f pentru bare dublu încastrate, supuse la compresiune, conform recomandărilor [7], astfel :

— se calculează coeficientul de zveltețe λ:

$$\lambda = \frac{l\sqrt{3}}{h} \qquad (20)$$

unde h este grosimea unei lamele ;

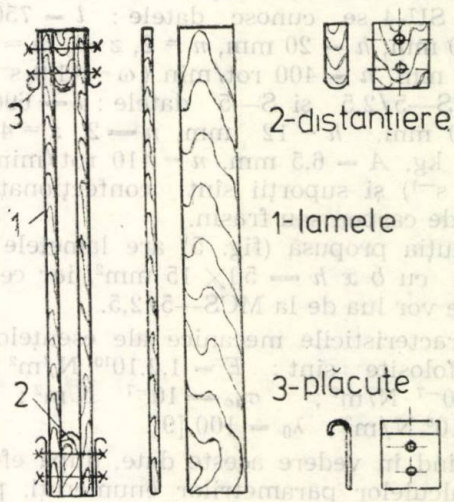


Fig. 5 Schema soluției constructive propusă a suportului (cu lamele nefasonate și distanțate).

— dacă $\lambda \geqslant \lambda_0 = 100$, ne aflăm în domeniul flambajului elastic și ținînd seama de relația lui Euler, se obține :

$$c_f = \frac{4\pi^2 EInz}{l^2 Mg}, \qquad (21)$$

în care M este masa blocului de separare și a semințelor care se află în acesta în procesul de lucru ;

— dacă $\lambda < \lambda_0 = 100$, ne aflăm în domeniul flambajului plastic și avînd în vedere relațiile Tetmajer—Iasinski pentru lemn, găsim :

$$c_f = \frac{(287 - 1{,}9\lambda)\,nzbh}{Mg}, \qquad (22)$$

unde b și h sînt lățimea, respectiv grosimea secțiunii transversale ale unei lamele.

Pentru un calcul corect este necesar ca $c_f > 4$. Se pot accepta și valori mai mici ($c = 2 \div 3$), dacă se efectuează calculul prin metoda coeficientului de flambaj φ, așa cum este dată în [7].

Stabilirea soluției constructive optime

Vom considera ca soluție optimă pe aceea care satisface cel mai bine condițiile de simplitate tehnologică de execuție, comportare cît mai bună la oboseală (durată mare de funcționare),

îndeplinirea cerințelor impuse la vibrații și pentru procesul tehnologic de lucru. Considerăm că, față de soluțiile existente, răspunde mai bine la cerințele formulate soluția prezentată în figura 5. Urmează ca prin exemple de calcul concrete să verificăm cele prezentate pentru dimensiunile existente ale sistemelor de separare-transport a două mașini (SU-4 și S-5) și să stabilim dimensiunile raționale pentru suporții elastici propuși în figura 5, în conformitate cu cele expuse mai înainte.

La SU-4 se cunosc datele : $l = 750$ mm, $b = 50$ mm, $h = 20$ mm, $n = 2$, $z = 4$, $m = 80$ kg, $A = 7$ mm, $n = 400$ rot/min ($\omega = 41{,}9$ s^{-1}), iar la MCS—5/2,5 și S—5 datele : $l = 690$ mm, $b = 50$ mm, $h = 12$ mm, $n = 2$, $z = 4$, $m = 125$ kg, $A = 6{,}5$ mm, $n = 410$ rot/min ($\omega = 42{,}9$ s^{-1}) și suporții sînt confecționați din lemn de carpen sau frasin.

Soluția propusă (fig. 5) are lamelele nefasonate cu $b \times h = 50 \times 15$ mm^2, iar celelalte date se vor lua de la MCS—5/2,5.

Caracteristicile mecanice ale esențelor de lemn folosite sînt : $E = 1{,}2.10^{10}$ N/m^2 ; $\sigma_{-1} = 3{,}6.10^{-7}$ N/m^2 ; $\sigma_{ac} = 10^{-7}$ N/m^2 ; $\sigma_{ai} = 11.10^6$ N/m^2 ; $\lambda_0 = 100$ [9].

Avînd în vedere aceste date, după efectuarea calculelor parametrilor enumerați, pentru care au fost stabilite relațiile de calcul corespunzătoare, în cazul celor două mașini existente și a soluției propuse, s-au obținut rezultatele prezentate în tabelul 1, în care la fiecare parametru calculat s-a dat în paranteză și numărul relației de calcul din lucrare.

Precizăm că în relația (19), în cazul lamelelor nefasonate de la SU—4 s-au considerat pentru calcul $k_f = 1$, $\varepsilon = 1$, $\gamma = 1$, iar pentru MCS—5/2,5 : $k_f = 1{,}2$ (lamele fasonate, racordările introducînd concentratori de eforturi), $\varepsilon = 1$, $\gamma = 1$.

De asemenea, în relațiile (10) și (12) s-au neglijat termenii care conțin pe α, care are valori foarte mici ($\alpha \approx 2{,}8.10^{-4}$ s^{-1}, [10]) și calculele s-au efectuat respectiv cu relațiile :

$$F_0 \approx mA\left|\omega_{cr}^2 - \omega^2\right| ; \quad c_T = \left|1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2\right|$$

Datele din tabel arată o comportare mai bună la vibrații a sistemului de la MCS-5/2,5, (S—5) obținut prin utilizarea lamelelor mai subțiri, care au redus foarte mult coeficientul de transmisibilitate a vibrațiilor mașinii la fundație, au dus la creșterea coeficientului de siguranță la oboseală, deci o mai bună comportare la solicitări variabile, chiar dacă prin fasonare s-au introdus concentratori de eforturi. S-a redus substanțial valoarea lui ω_{cr}, depărtîndu-se de valoarea lui ω tehnologic, s-a micșorat solicitarea la încovoiere a lamelelor (σ_{ai}). Faptul că valorile coeficientului de siguranță la flambaj (c_f) scad foarte rapid (de 4,4 ori) prin reducerea grosimii lamelelor (de la 20 mm la 12 mm) arată că această verificare la flambaj trebuie efectuată ori de cîte ori se adoptă lamele cu alte dimensiuni, chiar dacă valorile obținute în cele două situații sînt cu mult superioare valorilor uzuale și nu există deci pericol de flambaj.

Gradul de echilibrare (δ) al sistemului oscilant prin elasticitatea suporților este foarte redus la MCS—5/2,5 (0,1 față de 0,64 la SU—4), ceea ce determină o compensare mai însemnată a echilibrării prin contragreutăți, deci mase mai mari de echilibrare. Forța de legătură între bielă și sistemul de cernere (F_0) crește destul de mult la MCS—5/2,5, rămînînd totuși în limite acceptabile. În ansamblu, soluția adoptată la MCS—5/2,5 și S—5 este mai avantajoasă față de soluția de la SU—4, prin performanțele mai bune ale primeia, așa cum s-a arătat prin calculele din tabelul 1.

În cazul soluției propuse, se observă o ameliorare a valorilor parametrilor δ și F_0 apropiate de cele recomandate, cu menținerea celorlalți parametrii la valori sensibil apropiate de cele optime, găsite la MCS—5/2,5 și S—5.

Concluzii

Studiul efectuat prezintă o metodologie de calcul complet pentru alegerea rațională a suporților elastici ai sistemelor oscilante, similare celor de la MCS-5 2,5, (S-5), folosite la mașinile agricole sau în alte domenii. Rezultatele numerice obținute din relațiile de calcul în cazul mașinilor existente concordă cu datele măsurărilor efectuate de autori în labora-

Valorile comparative ale principalilor parametri funcționali și de rezistență ai suporților elastici de la MC—5 2,5, SU—4 și pentru soluția propusă de autori

Tabelul 1

Parametrul / Mașina	ω_{cr}, (9) [s^{-1}]	$\frac{\omega}{\omega_{cr}}$	δ, (15)	$\sigma_{i\,max}$, (18) [N/m^2]	F_0, (10) [N]	c, (19)	λ, (20)	c_f, (22)	c_T, (12)
SU-4	33,52	$1{,}25 < \sqrt{2}$	0,64	$8{,}96 \times 10^6$	354	4	65	167	1,78
MCS-5/2,5 S-5	13,7	$3{,}13 > \sqrt{2}$	0,10	$5{,}9 \times 10^6$	1343	5,1	99,6	38,3	0,114
Soluția propusă	19,53	$2{,}2 > \sqrt{2}$	0,21	$7{,}2 \times 10^6$	948	5,0	80,8	81,7	0,26

toarele IPB. Pe baza acestui studiu s-au analizat comparativ sistemele oscilante de la două mașini (SU-4 și MCS-5/2,5). Această analiză a scos în evidență avantajele sistemului oscilant de la MCS-5/2,5, dar în același timp a evidențiat și existența unor neajunsuri ale acestuia.

De asemenea, se fac recomandări privitoare la alegerea rațională a dimensiunilor și a soluției constructive a acestor suporți, prezentîndu-se și valorile parametrilor pentru soluția propusă, comparativ cu cei corespunzători unor suporți existenți pe mașini construite. Metodica de calcul prezentată în acest studiu pune la îndemîna proiectantului un material util, care îi dă posibilitatea să contribuie la perfecționarea soluțiilor constructive privind suporții elastici ai sistemelor oscilante de la actualele mașini sau pentru cele ce vor fi proiectate în viitor. Un exemplu în acest sens îl constituie chiar modelul de lamele elastice propus de autori.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rădoi M., Deciu, E., Voiculescu,* D.: Curs de mecanică (Statica și cinematica), Lito IPB, București, 1974.

[2] *Crasnicenko, A. V.*: „Manualul constructorului de mașini agricole", vol. 2, (traducere din limba rusă), Ed. tehnică, București, 1964.

[3] *Letoșnev, M. N.*: „Mașini agricole, (traducere din limba rusă), Ed. Agro-silvică de Stat, București, 1959.

[4] *Kojuhovski, I. E.*: Zernoocistitelnîe mașinî, Masinostroenie, Moskva, 1974.

[5] *Voinea, R., Voiculescu, D., Ceaușu, V.*: Mecanica, Ed. didactică și pedagogică, București, 1975.

[6] *Boriskin, M. A., Gortinski, V. V., Demski, A. B.*: Separiruiușcie mașinî zernopererabotîvaiușcih predpriatii, Mașinostroenie, Moskva, 1979.

[7] *Buzdugan, Gh.*: Rezistența materialelor, Ed. tehnică, București, 1974.

[8] *Bykhovsky, I.*: Fundamentals of Vibration Engineering", Mir Publishers Moscova, 1972.

[9] *x x x*: Manualul inginerului „HUTTE", Ed. tehnică, București, 1951.

[10] *Munteanu, M.*: Determinarea coeficienților de rezistență echivalenți la mașinile vibratoare monomasice, IFTOMMSIROM '81, Vol. 1—2, Paper, 71, București, 1981.

CZ : 621.867

Dinamica mașinilor vibratoare de tip transportor și alimentator, cu generatori de vibrații electromagnetici

Dr. ing. Marius **MUNTEANU** — Institutul Politehnic București

Introducere

Din punct de vedere al generării vibrațiilor, distingem mașini echipate cu generatori de vibrații mecanici cu mase neechilibrate, sau cu antrenare cinematică prin mecanism bielă-balansier, cu generatori electromagnetici și mai rar cu generatori electrodinamici. Generatorii cu mase neechilibrate pot produce forțe de inerție rotitoare, forțe de inerție dirijate, cu variație periodică, sau cupluri de inerție dirijate, cu variație periodică drept urmare a rotirii unor mase neechilibrate cu viteză unghiulară constantă. Generatorii electromagnetici produc forțe cu variație periodică dirijată ca urmare a interacțiunii dintre fluxul magnetic variabil și miezul de fier mobil. Generatorii electrodinamici produc forțe cu variație periodică produsă și interacțiunea între fluxul magnetic continuu cu o bobină mobilă străbătută de curent electric.

În cele ce urmează, vor fi prezentate cîteva tipuri caracteristice de transportoare și alimentatoare cu generatori electromagnetici, menționate de exemplu în lucrarea [3]. Generatorii electromagnetici prezintă o serie de avantaje ca: simplitatea construcției, preț de cost scăzut, nu au elemente care se uzează, nu necesită transmisii mecanice complicate și permit o reglare ușoară a amplitudinii vibrației. Un dezavantaj îl poate constitui faptul că nu se poate asigura o mișcare vibratorie, după o lege prescrisă, cum se obține (de exemplu) cu generatorii mecanici. Distingem generatori electromagnetici cu întrefier constant și cu întrefier variabil. În lucrarea [1] arată că forța dezvoltată de electromagnetul cu întrefier variabil scade după o lege hiperbolică, în raport cu distanța întrefierului, pe cînd forța dezvoltată de electromagnetul cu întrefier constant este mai mică decît prima, în schimb scade mai lent, după o lege liniară, în raport cu deplasarea miezului de fier. Din acest motiv, pentru mașinile vibratoare, se recomandă vibratorele cu întrefier variabil, ce dezvoltă forțe mari pentru amplitudini mici. Pentru necesitățile practice de calcul, se poate considera că variația inductivității în raport cu elongația este neglijabilă. În aceste condiții forța dezvoltată de electromagnet poate fi exprimată prin relația armonică [4]:

$$P = F_0(1 + \cos \omega t)$$

unde:

$$F_0 = \frac{a_F B_m^2 S}{2}; \quad a_F = \frac{1}{8\pi 10^{-7}},$$

B_m — amplitudinea inducției magnetice din întrefier;

s — aria secțiunii;

ω — dublul frecvenței circulare a curentului alternativ de alimentare.

În cele ce urmează, pentru forța perturbatoare se va utiliza relația

$$F = F_0 \cos \omega t,$$

deoarece efectul termenului constant F_0 constă numai într-o deplasare a centrului de oscilație al sistemului în raport cu poziția de echilibru static.

amplitudini mici, astfel că aproximația făcută este în general satisfăcătoare pentru calculele uzuale de proiectare.

Mașini vibratoare bimasice de tip închis

O mașină bimasică suspendată de tip închis este reprezentată schematic în figura 1. Electromagnetul este solidar cu masa de echilibrare m_2, iar miezul de fier este solidar cu organul de lucru avînd masa m_1.

Mașinile de acest tip pot fi realizate ca transportoare pentru distanțe mici (0,5 ÷ 2,5 m), sau alimentatoare sub buncăre.

Particularitatea constructivă a acestor mașini implică $m_1 > m_2$.

Analiza dinamică a mașinii din figura 1 se poate face pe bază modelului matematic cu două grade de libertate din figura 2. Amortizarea masei de echilibrare este neglijabilă în

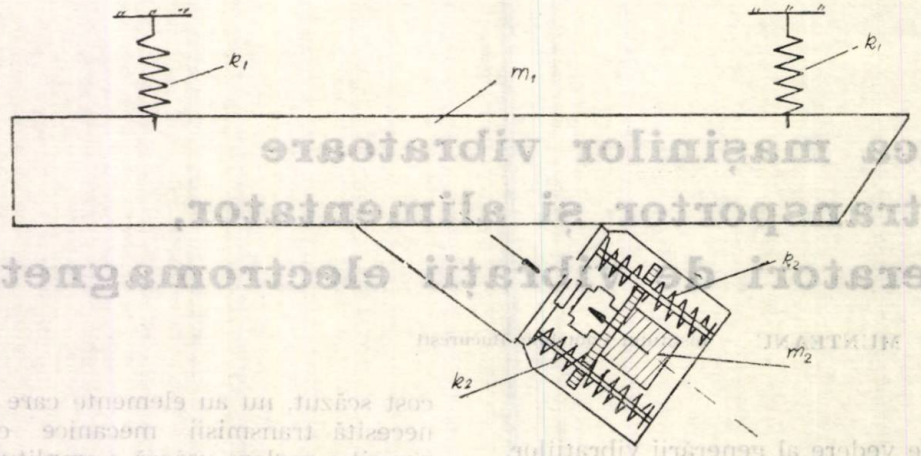


Fig. 1

Antrenarea mașinii prin generator electromagnetic constă în imprimarea simultană a unor forțe periodice egale și de sensuri opuse, normale pe fețele magnetului și miezului de fier. Din acest motiv soluția constructivă cu performanțele cele mai ridicate constă în realizarea mașinilor cu două sau mai multe vibratoare. S-au realizat în principal mașini la care masele efectuează mișcări plan-paralele în planul vertical, prin montarea generatorilor de vibrații în planul vertical de simetrie.

Analiza dinamică se va face considerînd aceste mașini sisteme vibratoare complet centrate. Sistemul vibrator se consideră complet centrat dacă rezultatele forțelor de antrenare, elastice, și de rezistență trec prin centrul de inerție al sistemului. De obicei, aceste mașini se realizează doar parțial centrate în raport cu unul sau altul dintre cele trei grupe de forțe. Efectul necentrării este redus în condițiile unor raport cu amortizarea organului de lucru. Prin k_1 și k_2 s-au notat constantele elastice longitudinale ale arcurilor elicoidale de suspensie

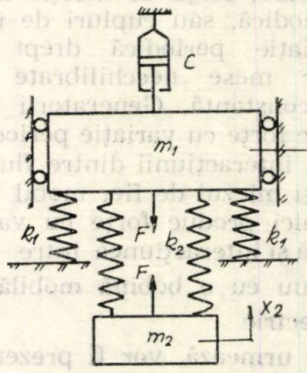


Fig. 2

și respectiv de legătură, iar cu c s-a notat coeficientul echivalent de amortizare al organului de lucru încărcat [5].

Energiile cinetică și potențială ale sistemului sînt :

$$E_c = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2};$$

$$V = \frac{k_1 x_1^2}{2} + \frac{k_2 (x_1 + x_2)^2}{2} \tag{1}$$

Forțele generalizate disipative și perturbatoare sînt :

$$Q_1 = -c\dot{x}_1 + F_0 \cos \omega t; \quad Q_2 = F_0 \cos \omega t \tag{2}$$

Aplicînd ecuațiile lui Lagrange se obțin ecuațiile diferențiale ale mișcării :

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 + x_2) + c\dot{x}_1 = F_0 \cos \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_1 + x_2) = F_0 \cos \omega t \end{cases} \tag{3}$$

Se fac notațiile :

$$\gamma = \frac{\omega}{p}; \quad p = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}; \quad \varepsilon = \frac{m_2}{m_1};$$

$$S = \frac{k_2}{k_1}; \quad \xi = \frac{c}{2m_1 p}; \quad x_0 = \frac{F_0}{m_1 p} \tag{4}$$

Din sistemul omogen ($c=0$) asociat sistemului (3) se obțin pulsațiile proprii adimensionale :

$$\gamma_{1,2}^2 = \frac{1}{2\varepsilon}\left[\varepsilon(1+S) + S \pm \sqrt{[\varepsilon(1+S)+S]^2 - 4S\varepsilon}\right] \tag{5}$$

Soluțiile staționare al sistemului (3) sînt :

$$\begin{aligned} x_1 &= x_{a1} \cos(\omega t - \varphi_1) \\ x_2 &= x_{a2} \cos(\omega t - \varphi_2) \end{aligned} \tag{6}$$

unde :

$$x_{a1} = x_0 \xi_{a1}; \quad x_{a2} = x_0 \xi_{a2} \tag{7}$$

Formînd sistemul de ecuații diferențiale cu variabile complexe asociat sistemului (3), se calculează prin metoda cunoscută coeficienții de amplificare ξ_{a1}, ξ_{a2} și unghiurile de defazaj φ_1 și φ_2:

$$\xi_{a1} = \frac{\gamma^2 \varepsilon}{\sqrt{\{\varepsilon\gamma^4 - \gamma^2[\varepsilon(1+S)+S] - S\}^2 + 4\xi^2\gamma^2(S - \gamma^2\varepsilon)^2}}$$

$$\xi_{a2} = \sqrt{\frac{(1-\gamma^2)^2 + 4\xi^2\gamma^2}{\{\varepsilon\gamma^4 - \gamma^2[\varepsilon(1+S)+S] - S\}^2 + 4\xi^2\gamma^2(S - \gamma^2\varepsilon)^2}} \tag{8}$$

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{2\xi\gamma(\gamma^2\varepsilon - S)}{\varepsilon\gamma^4 - \gamma^2(\varepsilon(1+S)+S] - S}$$

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = 2\xi\gamma \cdot \frac{\varepsilon\gamma^4 - \gamma^2[\varepsilon(1+S)+S] - S - (1-\gamma^2)(S - \gamma^2\varepsilon)}{(1-\gamma^2)\{\varepsilon\gamma^4 - \gamma^2[\varepsilon(1+S)+S] - S\} - 4\xi^2\gamma^2(S - \gamma^2\varepsilon)} \tag{9}$$

Un indicator important al vibrației staționare este raportul amplitudinilor :

$$R = \frac{x_{a1}}{x_{a2}} = \frac{\gamma^2\varepsilon}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + 4\xi^2\gamma^2}} \tag{10}$$

Pentru a asigura un regim de funcționare economic, este necesar ca $R>1$, adică amplitudinea organului de lucru să fie mai mare decît amplitudinea masei de echilibrare. Raportul (10) admite valoarea maximă :

$$R_m = \frac{\varepsilon}{2\xi\sqrt{1-\xi^2}} \tag{11}$$

pentru pulsația :

$$\gamma_m = \frac{1}{\sqrt{1-2\xi^2}} \tag{12}$$

Raportul R este supraunitar pentru domeniul de frecvențe :

$$\frac{1}{1-\varepsilon^2}(1-2\xi^2) - \sqrt{(1-2\xi^2)^2 + \varepsilon^2 - 1} \leqslant$$

$$\leqslant \gamma \leqslant \frac{1}{1-\varepsilon^2}(1-2\xi^2) + \sqrt{(1-2\xi^2) + \varepsilon^2 - 1} \tag{13}$$

cu condiția :

$$\varepsilon \geqslant 2\xi\sqrt{1-\xi^2} \tag{14}$$

Frecvența de antrenare adimensională se va alege între limitele (13) dacă din motive tehnologice sau constructive nu se poate alege egală cu γ_m.

Scăzînd ecuațiile sistemului (3) se obține ecuația diferențială :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c\dot{x}_1 = m_2 \ddot{x}_2 \tag{15}$$

Din ecuația diferențială cu variabile complexe asociată ecuației (15) se obține raportul (10) și diferența de fază relativă :

$$\operatorname{tg}(\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{2\xi\gamma}{1-\gamma^2} \tag{16}$$

Stabilitatea sistemului și consumul redus sînt asigurate prin echilibrarea dinamică a masei organului de lucru, cu ajutorul masei de echilibrare. Condiția ce trebuie îndeplinită este ca cele două mase să vibreze în opoziție de fază adică :

$$|\varphi_1 - \varphi_2| \simeq \pi \tag{17}$$

Din relația (16) se observă că acest deziderat nu poate fi atins decît parțial și anume cînd amortizarea este foarte mică, iar frecvența de antrenare se află în domeniul $\omega \gg p$.

Trebuie subliniat că la acest tip de mașini masa m_2 are un rol de echilibrare mult mai redus decît la alte mașini, deoarece $m_1 \gg m_2$.

Lucrul mecanic realizat într-un ciclu denumit și caracteristica energetică a mașinii este :

$$\mathcal{L} = \int_0^{\frac{2\pi}{\omega}} F_0 \cos \omega t [\dot{x}_1 + \dot{x}_2]\, dt \qquad (18)$$

Ținînd seama de relațiile (6) și (7) se obține :

$$\mathcal{L} = \pi F_0 x_0 [\xi_{a1} \sin \varphi_1 + \xi_{a2} \sin \varphi_2] \qquad (19)$$

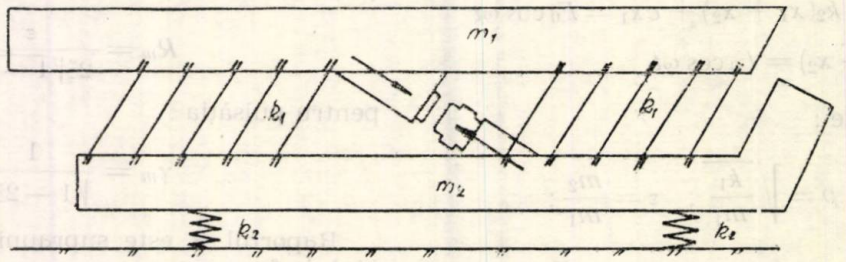


Fig. 3

Puterea medie utilă este :

$$N_m = \frac{\pi}{2} F_0 x_0 \omega [\xi_{a1} \sin \varphi_1 + \xi_{a2} \sin \varphi_2] \qquad (20)$$

unde φ_1 și φ_2 sînt date de relațiile (9).

Mașini vibratoare bimasice de tip deschis

În figura 3 este reprezentată schematic o mașină bimasică de tip deschis, la care arcurile lamelare de legătură au rolul de arcuri de lucru, de elemente de ghidare și susținere, iar arcurile elicoidale au rolul de suporți izolatori. Aceste mașini pot fi transportoare pe distanțe mici și mijlocii (0,5÷5 m), precum și alimentatoare sub buncăre, cu coloane de material înalte, deoarece pot suporta sarcini vibratoare mari.

Modelul matematic pentru mașina bimasică de tip deschis este reprezentat în figura 4. Masa de echilibrare m_2 avînd forma unui cadru deschis, amortizarea sa se neglijează. În general $m_2 > m_1$.

Energiile cinetică și potențială ale sistemului sînt :

$$E_c = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2};$$

$$V = \frac{k_1 (x_1 + x_2)^2}{2} + \frac{k_2 x_2^2}{2} \qquad (21)$$

Forțele generalizate disipative și perturbatoare sînt :

$$Q_1 = -c\dot{x}_1 + F_0 \cos \omega t; \quad Q_2 = F_0 \cos \omega t \qquad (22)$$

Ecuațiile diferențiale ale mișcării sînt :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 + x_2) + c\dot{x}_1 = F_0 \cos \omega t \qquad (23)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_1 (x_1 + x_2) + k_2 x_2 = F_0 \cos \omega t$$

Se păstrează notațiile (4) Pulsațiile proprii adimensionale sînt :

$$\gamma_{1,2}^2 = \frac{1}{2\varepsilon} \left(1 + \varepsilon + S \pm \sqrt{(1 + \varepsilon + S)^2 - 4\varepsilon S}\right) \qquad (24)$$

Soluțiile staționare ale sistemului (23) sînt de forma (6) cu notațiile (7). Factorii de amplificare și unghiurile de defazaj sînt :

$$\xi_{a1} = \frac{S - \varepsilon\gamma^2}{\sqrt{[\gamma^4 \varepsilon - \gamma^2 (1 + \varepsilon + S) + S]^2 + 4\xi^2 \gamma^2 (1 + S - \varepsilon\gamma^2)^2}} \qquad (25)$$

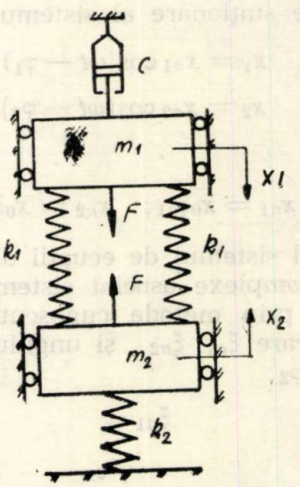


Fig. 4

$$\xi_{a2} = \gamma \sqrt{\frac{\gamma^2 + 4\xi^2}{[\gamma^4 \varepsilon - \gamma^2 (1 + \varepsilon + S) + S]^2 + 4\xi^2 \gamma^2 (1 + S - \varepsilon\gamma^2)^2}}$$

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = 2\xi\gamma\,\frac{1+S-\varepsilon\gamma^2}{\gamma^4\varepsilon-\gamma^2(1+\varepsilon+S)+S} \qquad (26)$$

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{2\xi}{\gamma}\cdot$$

$$\cdot\,\frac{\gamma^2\varepsilon-S}{\gamma^4\varepsilon-\gamma^2(1+\varepsilon+S)+S+4\xi^2(1+S-\varepsilon\gamma^2)}$$

Raportul

$$R=\frac{x_{a1}}{x_{a2}}=\frac{S-\varepsilon\gamma^2}{\gamma\sqrt{\gamma^2+4\xi^2}} \qquad (27)$$

devine supraunitar pentru domeniul :

$$\gamma^2>\frac{1}{\varepsilon-1}(2\xi^2+S\varepsilon)+$$

$$+\sqrt{(2\xi^2+S\varepsilon)^2+4S^2(\varepsilon-1)} \qquad (28)$$

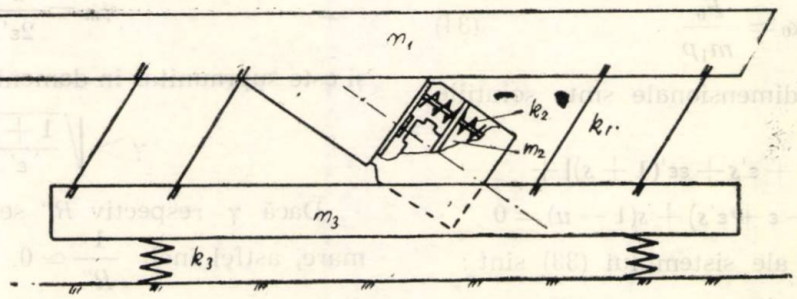


Fig. 5

Cantităţile de sub radical sînt pozitive pentru orice valori ale parametrilor ξ, ε şi s. Funcţia (27) admite valoarea maximă :

$$R_m=\frac{1}{4\xi^2}\sqrt{S(S+2\varepsilon\xi^2)} \qquad (29)$$

pentru pulsaţia :

$$\gamma_m=\sqrt{\frac{2\xi^2S}{S+4\varepsilon\xi^2}} \qquad (30)$$

Din sistemul (23) se obţine ecuaţia :

$$m_1\ddot{x}_1+c\dot{x}_1=m_2\ddot{x}_2+k_2x_2 \qquad (31)$$

din care rezultă :

$$\operatorname{tg}(\varphi_1-\varphi_2)=\frac{2\xi}{\gamma}, \qquad (32)$$

de unde se vede că cele două mase vibrează practic în opoziţie de fază, pentru aproape întreg domeniul util de frecvenţe ($\omega > p$).

Lucrul mecanic şi puterea medie utilă sînt date de relaţiile (19) şi (20) unde ξ_{a1}, ξ_{a2}, φ_1 şi φ_2 sînt date de expresiile (25) şi (26).

Maşini trimasice de tip închis

În figura 5 este reprezentată schematic o maşină de acest tip, ce constituie un sistem cu trei mase vibratoare. Maşina trebuie să fie concepută astfel încît amplitudinea vibraţiei masei m_3 să fie cît se poate de mică, adică transmisibiltatea să fie cît mai redusă. În acest caz, $m_1 > m_2$, $m_3 > m_1$, (sau $m_1 > m_3$). Aceste maşini se utilizează ca transportoare pe distanţe mijlocii şi mari (2,5÷8 m), sau ca alimentatoare cu sarcini vibratoare medii. Considerînd că maşina din figura 5 este un sistem centrat, în raport cu cele trei mase, analiza dinamică se poate face pe baza modelului cu trei grade de libertate din figura 6.

Energia cinetică şi energia potenţială a sistemului sînt :

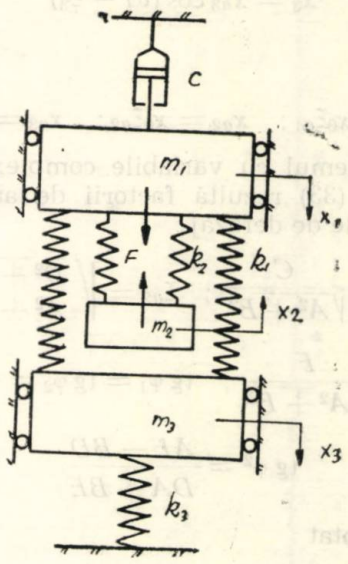


Fig. 6

$$E_c=\frac{m_1\dot{x}_1^2}{2}+\frac{m_2\dot{x}_2^2}{2}+\frac{m_3\dot{x}_3^2}{2}$$

$$V=\frac{k_1(x_1-x_3)^2}{2}+\frac{k_2(x_1+x_2)^2}{2}+\frac{k_3x_3^2}{2}$$

Forțele generalizate disipative și perturbatoare sînt :

$$Q_1 = -c\dot{x}_1 + F_0 \cos \omega t$$

$$Q_2 = F_0 \cos \omega t\,; \quad Q_3 = 0$$

Aplicînd ecuațiile lui Lagrange se obțin ecuațiile diferențiale :

$$\begin{aligned} &m_1\ddot{x}_1 + k_2(x_1 + x_2) + k_1(x_1 - x_3) + c\dot{x}_1 = F_0 \cos \omega t \\ &m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_1 + x_2) = F_0 \cos \omega t \\ &m_3\ddot{x}_3 + (k_1 + k_2)x_3 - k_1 x_1 = 0 \end{aligned} \tag{33}$$

Se fac notațiile :

$$p = \sqrt{\frac{K_1}{m_1}}\,; \quad \gamma = \frac{\omega}{p}\,; \quad \xi = \frac{c}{2m_1 p}\,; \quad \varepsilon = \frac{m_2}{m_1}\,;$$

$$\varepsilon' = \frac{m_3}{m_1}\,; \quad S = \frac{K_2}{K_1}\,; \quad u = \frac{K_1 + K_2}{K_1}\,;$$

$$x_0 = \frac{F_0}{m_1 p} \tag{34}$$

Pulsațiile proprii adimensionale sînt soluțiile pozitive ale ecuației

$$\varepsilon\varepsilon'\gamma^6 - \gamma^4[u\varepsilon + \varepsilon' s + \varepsilon\varepsilon'(1 + s)] +$$

$$+ \gamma^2(u + 2us - \varepsilon + \varepsilon' s) + s(1 - u) = 0$$

Soluțiile staționare ale sistemului (33) sînt :

$$x_1 = x_{a1} \cos(\omega t - \varphi_1)\,; \quad x_2 = x_{a2} \cos(\omega t - \varphi_2)\,;$$

$$x_3 = x_{a3} \cos(\omega t - \varphi_3) \tag{35}$$

unde

$$x_{a1} = x_0\xi_{a1}\,; \quad x_{a2} = x_0\xi_{a2}\,; \quad x_{a3} = x_0\xi_{a3} \tag{36}$$

Din sistemul cu variabile complexe asociat sistemului (33) rezultă factorii de amplificare și unghiurile de defazaj :

$$\xi_{a1} = \frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}}\,; \quad \xi_{a2} = \sqrt{\frac{D^2 + E^2}{A^2 + B^2}}\,;$$

$$\xi_{a3} = \frac{F}{\sqrt{A^2 + B^2}}\,; \quad \operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi_2 = -\frac{B}{A}\,;$$

$$\operatorname{tg}\varphi^2 = \frac{AE - BD}{DA + BE} \tag{37}$$

unde s-a notat :

$$A = (S - \gamma^2\varepsilon)[(u - \gamma^2\varepsilon')(1 + S - \gamma^2) - 1] -$$

$$- S^2(u - \gamma^2\varepsilon')$$

$$B = 2\xi\gamma(S - \gamma^2\varepsilon)(u - \gamma^2\varepsilon')$$

$$C = \gamma^2\varepsilon(\gamma^2\varepsilon' - u) \tag{38}$$

$$D = (1 - \gamma^2)(u - \gamma^2\varepsilon') - 1$$

$$E = 4\xi^2\gamma^2(u - \gamma^2\varepsilon')$$

$$F = \varepsilon\gamma^2\,;$$

Rapoartele amplitudinilor sînt :

$$R' = \frac{x_{a1}}{x_{a2}} = \tag{39}$$

$$= \frac{\varepsilon\gamma^2(\varepsilon'\gamma^2 - u)}{\sqrt{[(1 - \gamma^2)(u - \gamma^2\varepsilon') - 1]^2 + 4\xi^2\gamma^2(u - \gamma^2\varepsilon')^2}}$$

$$R'' = \frac{x_{a1}}{x_{a3}} = \varepsilon'\gamma^2 - u$$

Raportul $R'' = R''(\gamma)$ are o variație parabolică cu o valoare minimă :

$$R''_{\text{min}} = \frac{u^2}{4\varepsilon'} - u$$

pentru :

$$\gamma_m = \frac{u}{2\varepsilon'}$$

și este supraunitar în domeniul :

$$\gamma > \sqrt{\frac{1 + u}{\varepsilon'}}$$

Dacă γ respectiv R'' se alege suficient de mare, astfel încît $\frac{1}{R''} \simeq 0$, atunci relația (39) devine (10), pentru care sînt valabile relațiile (11) ÷ (14). Transmisibilitatea vibrațiilor este cu atît mai redusă cu cît R'' este mai mare. Alegerea parametrilor ε', γ, și u care să conducă la acest deziderat constituie una din condițiile constructive importante. Sistemul (33) poate fi scris sub forma :

$$\begin{cases} m_1\ddot{X}_1 + K_1(X_1 - X_3) + C\dot{X}_1 = m_2\ddot{X}_2 \\ m_3\ddot{X}_3 + (K_1 + K_2)X_3 = K_1 X_1 \end{cases} \tag{41}$$

Din sistemul complex asociat sistemului (41) rezultă ;

$$\operatorname{tg}(\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{2\xi\gamma(\gamma^2\varepsilon' - u)}{(1 - \gamma^2)(u - \gamma^2\varepsilon') - 1} \tag{42}$$

$$\varphi_1 - \varphi_3 = 0$$

Se observă că masa m_2 joacă rolul de masă de echilibrare, pe cînd masa m_3 este o masă de izolare ce vibrează în fază cu organul de lucru, indiferent de parametrii vibrației și ai sistemului. Pentru $\frac{1}{R''} \simeq 0$ prima relație (42) devine (16) modul de variație fiind același dar pentru unghiul $\pi - (\varphi_1 - \varphi_2)$.

Lucrul mecanic și puterea medie utilă sînt date de relațiile (19) și (20) unde ξ_{a1}, ξ_{a2} φ_1 și φ_2 sînt date de relațiile (37).

Concluzii

În lucrare au fost determinate relațiile de calcul al parametrilor principali ai mișcărilor vibratorii, precum și unele criterii de alegere a regimului de funcționare. Astfel, dacă din motive tehnologice se prescrie o amplitudine a accelerației organului de lucru (de exemplu, pentru obținerea unei anumite viteze medii a materialului), atunci se calculează inițial amplitudinea x_a, necesară, ω fiind dat funcție de sursa de curent. Se aleg apoi parametrii constructivi $\varepsilon_1(\varepsilon')$s, u astfel încît pulsația adimensională γ să conducă la $R \geqslant 1$, $(R'' < 1)$, $\varphi_1 - \varphi_2 \simeq \pi$. Dacă sarcinile acestor mașini nu au variații mari în desfășurarea procesului tehnologic și dacă coeficienții de amortizare sînt destul de mari, se poate alege un regim de funcționare în domeniul de rezonanță ce poate asigura o stabilitate tehnologică suficient de bună. În acest caz pulsația de antrenare devine egală cu una din pulsațiile proprii. Deoarece la rezonanță vibrațiile forțate se realizează după direcțiile de deplasare ale modului propriu, a cărui pulsație proprie devine pulsație perturbatoare, este necesară o analiză a direcțiilor de deplasare pentru cele două sau trei moduri proprii. Se alege modul propriu pentru care organul de lucru se deplasează după direcția forței perturbatoare, iar cele două mase vibrează în opoziție de fază. În cele mai multe cazuri pulsația proprie cea mai mare îndeplinește cu aproximație aceste condiții.

Un calcul mai exact implică luarea în considerație a interacțiunii dintre sistemul vibrator mecanic și sistemul electric al electromagnetului de antrenare. Un astfel de studiu persupune ca la ecuațiile diferențiale ce descriu vibrațiile maselor, să fie adăugată ecuația diferențială a variației mărimilor circuitului electric.

Sistemul de ecuații astfel obținut este neliniar și admite soluții periodice pentru care se pot obține relații aproximative.

Trebuie remarcat că sistemele de ecuații diferențiale (3), (23) și (33) se păstrează, cu excepția membrului doi și deci rămîn valabile ecuațiile diferențiale (15), (31) și (41), astfel că se păstrează relațiile rapoartelor amplitudinilor (10), (27), (39), (40) și a dafazărilor relative (16), (32), (42). Luarea în considerare a ecuației mărimilor electrice nu schimbă concluziile rezultate din interpretarea acestor relații privind domeniile regimurilor de mișcare staționare, în schimb relevă aspectul cvasiarmonic al vibrațiilor și efectul interacțiunii asupra amplitudinilor vibrației.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kaulin, I. A.*: Vîbor tipa electromagnitnogo vibratora. Voprosî dinamiki i procinosti. Izdatelstvo „Zinatne", Riga, 1968.

[2] *Cesnokov, A. E.*: K teorii rascetu electromagnitnogo vibratora. Electricestvo, No. 12, 1961.

[3] *Düring, K.*: Berechnung der Amplituden von electromagnetischen Schwingförderrinnen. Fordern und Heben, Heft 8, 1962.

[4] *Poturaev, V. N., Franciuc, V. P., Cervonenco, A. G.*: Vibraționnîe transportiruiușcie mașinî. Izdatelstvo „Mașinostroenie", Moskva, 1964.

[5] *Munteanu, M.*: Determinarea coeficienților de rezistență echivalenți la mașinile vibratoare monomasice. Third IFTOMM International Symposium, Bucharest, July 2—7, 1981, Vol 1, pp. 71.

CZ : 622.002.5

Vibrațiile transversale ale coloanelor de prăjini ale mașinilor de forat suitori

Prof. dr. doc. ing. Ilie **CONSTANTINESCU** — Institutul de mine Petroșani

Stabilirea modelului matematic

Din punct de vedere mecanic o coloană de prăjini este o bară cu tensiune variabilă pe lungime, datorită propriei greutăți. Cum greutatea specifică liniară p este constantă, variația tensiunii este :

$$T(\bar{x}) = F_1 + p\bar{x} \tag{1}$$

Forța F_1 reprezintă acțiunea masivului de rocă asupra sapelor de foraje cumulată cu greutatea acestor sape. La forajul ascendent, deci la forarea găurii-pilot, forța F_1 are sensul din figura 1.

La forajul descendent, deci la lărgirea găurii, forța F_1 poate lua chiar valori negative, se schimbă de sens datorită inversării sensului acțiunii rocii asupra sapelor de forare. Forța F_2 este reacțiunea mașinii de forat asupra coloanei și are valoarea :

$$F_2 = F_1 + pL \tag{2}$$

Vibrațiile transversale ale barei din figura 1 sînt descrise de ecuațiile :

$$EI\frac{\partial^4 y}{\partial \bar{x}^4} + \frac{\partial}{\partial \bar{x}}\left[(F_1 + p\bar{x})\frac{\partial y}{\partial \bar{x}}\right] + \frac{p}{g}\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \begin{cases} 0 & (3) \\ q(\bar{x}_1 t) & (4) \end{cases}$$

Ecuația 3 descrie vibrațiile libere, iar ecuația (4) vibrațiile forțate datorate unei densități liniare de forța q.

Trecînd la mărimi adimensionale și separînd variabilele cu ajutorul relațiilor :

$$x = \bar{x}L \tag{5}$$

$$y(x,t) = u(x)\cdot T(t) \tag{6}$$

Ecuația (3) a vibrațiilor libere conduce la ecuațiile :

$$Hu = \lambda u \tag{7}$$

$$\ddot{T} + \omega^2 T = 0 \tag{8}$$

în care operatorul H este :

$$H = \frac{d^4}{dx^4} + a\frac{d}{dx}\left[(b+x)\frac{d}{dx}\right] \quad x \in [0,1] \tag{9}$$

iar constantele adimensionale utilizate sînt :

$$a = \frac{pL^3}{EI}; \quad b = \frac{F_1}{pL} \tag{10}$$

$$\lambda = \frac{p\omega^2 L^4}{gEI} \tag{11}$$

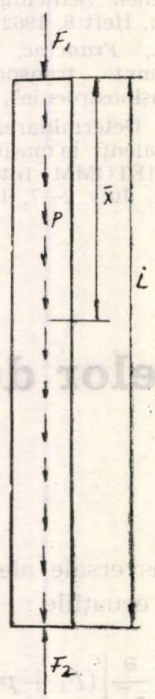


Fig. 1

Condițiile la limită ale problemei de valori proprii (7) sînt :

$$u = 0, \quad \frac{d^2u}{dx^2} = 0 \quad \text{la reazem simplu ;} \tag{12}$$

$$u = 0, \quad \frac{du}{dx} = 0 \quad \text{la o încastrare ;} \tag{13}$$

$$\frac{d^2u}{dx^2} = 0, \quad \frac{d^3u}{dx^3} + a(b+x)\frac{du}{dx} = 0$$

la un capăt liber. (14)

În funcție de valorile parametrului b distingem următoarele cazuri :

I. $b \geqslant o$ bara este în totalitate comprimată ;

II. $1 < b < o$ bara este parțial întinsă și parțial comprimată ;

III. $b \leqslant -1$ bara este în totalitate întinsă.

Pentru cazurile I și II se pune și problema stabilității elastice (a flambajului).

Metode de rezolvare a ecuațiilor obținute

În lucrarea [2] se arată că odată rezolvată problema de valori proprii (7), cu condițiile la limită corespunzătoare, soluțiile ecuațiilor (3) și (4) ale vibrațiilor libere și forțate se scriu sub forma unor serii convergente :

$$y_l(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{u_k(x)}{< u_k, u_k >}\left(< f, u_k > \cos \omega_k t + \frac{< g, u_r >}{\omega_k} \sin \omega_k t\right) \tag{15}$$

$$y_F(x,t) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{u_k(x)}{< u_k, u_k >}\left[< f, u_k > \cos \omega_k t + \frac{< g, u_k >}{\omega_k} \sin \omega_k t + \frac{g}{p\omega_k}\int_0^t \left(\int_0^1 q(xL,\tau)\cdot u_k(x)\cdot dx\right) \sin \omega_k (t-\tau)\, d\tau\right] \tag{16}$$

în care :

$$y(x,0) = f(x) \quad \text{și} \quad \frac{\partial y(x,0)}{\partial t} = g(x)$$

sînt condițiile inițiale ale problemei și notația $< >$ reprezintă produsul scalar în spațiul Hilbert al operatorului H.

Pentru determinarea limitelor superioare (aproximații prin adaus) ale valorilor proprii λ_k și pentru obținerea unor funcții proprii aproximative u_i s-a utilizat metoda Rayleigh — Ritz expusă pe larg într-un număr mare de lucrări [4, 5] și altele, iar pentru determinarea limitelor inferioare (aproximații prin lipsă) ale valorilor proprii s-a folosit metoda Kato îmbunătățită.

Aplicarea metodei Rayleigh — Ritz necesită alegerea unui set de n funcții liniare independente $\{u_i\}_{i=1}^{n}$ care să satisfacă toate condițiile la limită ale problemei. Prin rezolvarea ecuației algebrice :

$$|< u_i, Hu_j > - \hat{\lambda} < u_i, u_j > | = 0, \quad (i,j = 1,2,\ldots,n) \tag{17}$$

rezultă limitele superioare $\hat{\lambda}_k (k = 1, 2 \ldots, n)$ ale primelor valori proprii λ_k.

Odată cu creșterea lui n aceste limite descresc monoton spre valorile proprii adevărate. Se introduc apoi pe rînd cele n rădăcini $\hat{\lambda}_k$ în sistemul de ecuații omogene :

$$\sum_{j=1}^{n} (< u_i, Hu_j > - \hat{\lambda}_k < u_i, u_j >) a_{jk} = 0, \quad (i = 1, \ldots, n) \tag{18}$$

obținîndu-se n seturi de coeficienți $\{a_{jk}\}_{j=}$ $(K = 1 \ldots n)$ determinați cu aproximația unei constante multiplicative pentru fiecare set. Primele n funcții proprii aproximative se determină acum cu relațiile :

$$\hat{u}_k = \sum_{j=1}^{n} a_{jk} u_j \qquad (k = 1,2, \ldots, n) \tag{19}$$

Metoda Kato îmbunătățită constă în transformarea metodei clasice a lui Kato, într-un procedeu interativ care să permită o îmbunătățire sistematică a aproximațiilor, la fel ca metoda Rayleigh — Ritz. Pentru determinarea limitelor inferioare ale valorilor proprii prin metoda Kato iterativă se procedează în felul următor :

I. se calculează cu metoda Rayleigh — Ritz limitele superioare $\hat{\lambda}_r$ și funcțiile proprii aproximative $u_r (r = 1,2 \ldots k)$;

II. se calculează limitele inferioare „de ordinul zero" (deobicei nesatisfăcătoare) cu relațiile :

$$\underline{\lambda}_r^{(0)} = \hat{\lambda}_r - \sqrt{\sigma(\hat{u}_r) - \hat{\lambda}_r^2} \qquad (r = 1, 2, \ldots, K) \tag{20}$$

III. se aplică procedeul iterativ :

$$\underline{\lambda}_r^{(p)} = \hat{\lambda}_r - \frac{\sigma(\hat{u}_r) - \hat{\lambda}}{\underline{\lambda}_{r+1}^{(p-1)} - \hat{\lambda}_r} \qquad \begin{matrix} (r = 1, 2, \ldots, K-p) \\ (p = 1, 2, \ldots K-1) \end{matrix} \tag{21}$$

care nu poate avea decît cel mult $K-1$ pași.

În relațiile de mai sus s-a utilizat cîtul lui Schwartz definit prin relația :

$$\sigma(u) = \frac{< Hu, Hu >}{< u, u >} \tag{22}$$

Calcule necesare programării pe calculator

S-au luat în studiu două cazuri :

R) bara cu ambele capete simplu rezemate ;

I) bara cu ambele capete încastrate

Pentru cazul R) sînt valabile deci condițiile la limită (12) iar pentru cazul I) condițiile (13). Pentru ca operatorul H dat de relația (9) să fie pozitiv și autoadjunct, produsul scalar se definește prin relația :

$$< u, v > = \int_0^1 u v \, dx \tag{23}$$

Setul de funcții $\{u_i\}_{i=1}^{n}$ pentru aplicarea metodei Rayleigh — Ritz s-a ales astfel :

$$u_i = \sqrt{2} \sin i\pi x, \quad (i = 1, 2, \ldots, 5) \tag{24}$$

Tabelul 1

CAZUL R $b = \cdot 75$				CAZUL I $b =$			
a				a			
00	97.40909 97.40909	1518.54492 1518.54492	1.00000		500.56396 500.56396	3803.54004 3803.54004	1.00000
1.00	85.05812 85.02509	1509.18604 1509.07690	.87321	5.00	423.27490 423.06616	3515.15991 3514.83716	.84560
2.00	72.67783 72.62137	1459.59399 1459.80493	.74611	10.00	345.12793 344.78735	3225.83989 3225.04781	.68948
3.00	60.26579 60.19557	1410.40308 1410.09741	.61869	15.00	266.01489 265.62109	2934.89990 2642.87988	.53143
4.00	47.81929 47.74500	1360.98193 1360.58862	.49091	20.00	185.80600 185.43927	2934.09180 2641.90942	.37119
5.00	35.33536 35.26674	1311.54199 1311.06812	.36275	25.00	104.34200 104.08456	2349.54004 2348.46167	.20845
6.00	22.81062 22.75746	1262.08496 1264.53784	.23417	30.00	21.42599 21.36256	2054.82007 2053.88823	.04280
7.00	10.24133 10.21349	1212.51392 1211.90063	.10514	30.5	13.04500 13.00524	2025.27002 2024.13599	.02606
7.75	78258 78022	1175.50195 1174.84375	.00803				

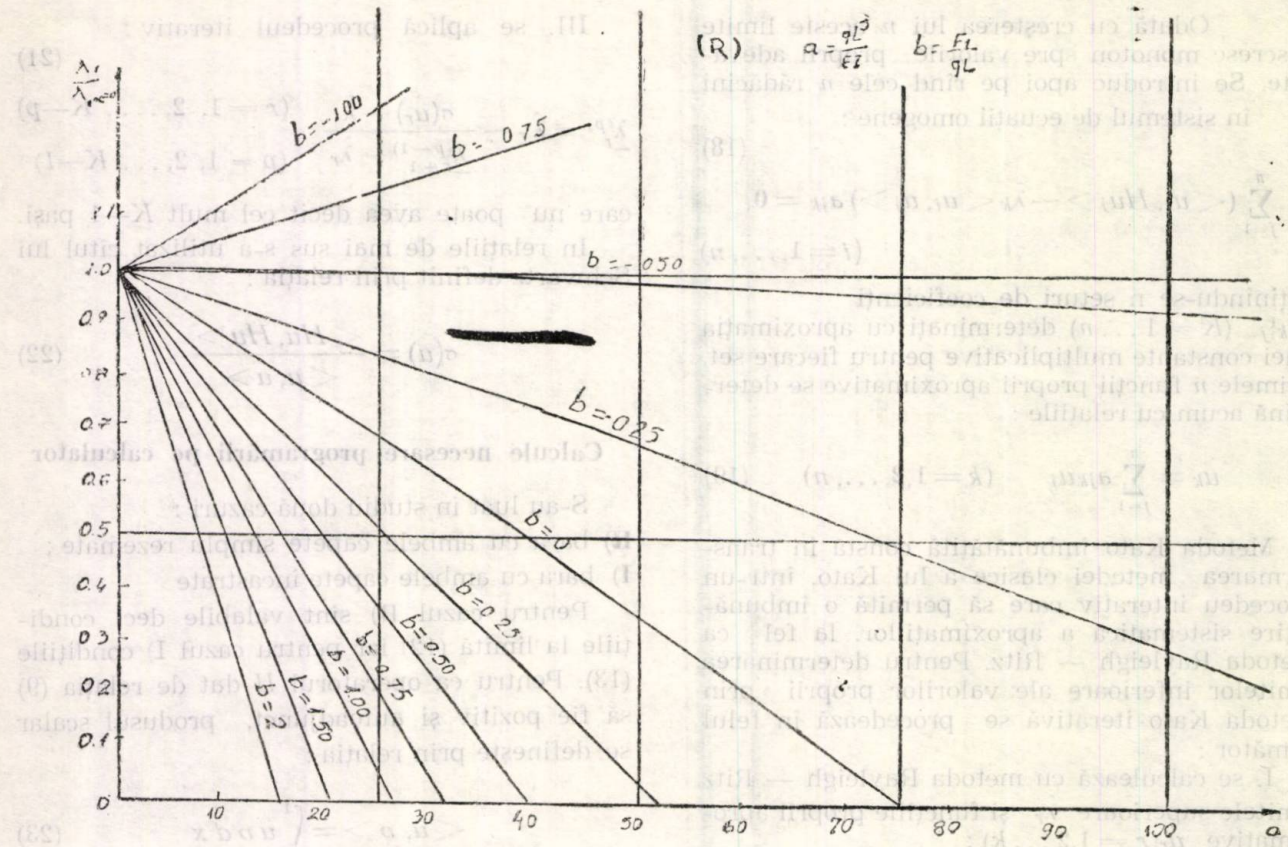

(R) $a=\frac{qL^3}{EI}$ $b=\frac{F_1}{qL}$
$\frac{\lambda_1}{\lambda_{1a=0}}$
b=-1.00
b=-0.75
b=-0.50
b=-0.25
b=0
b=0.25
b=0.50
b=0.75
b=1.00
b=1.50
b=2
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
a

Fig. 2

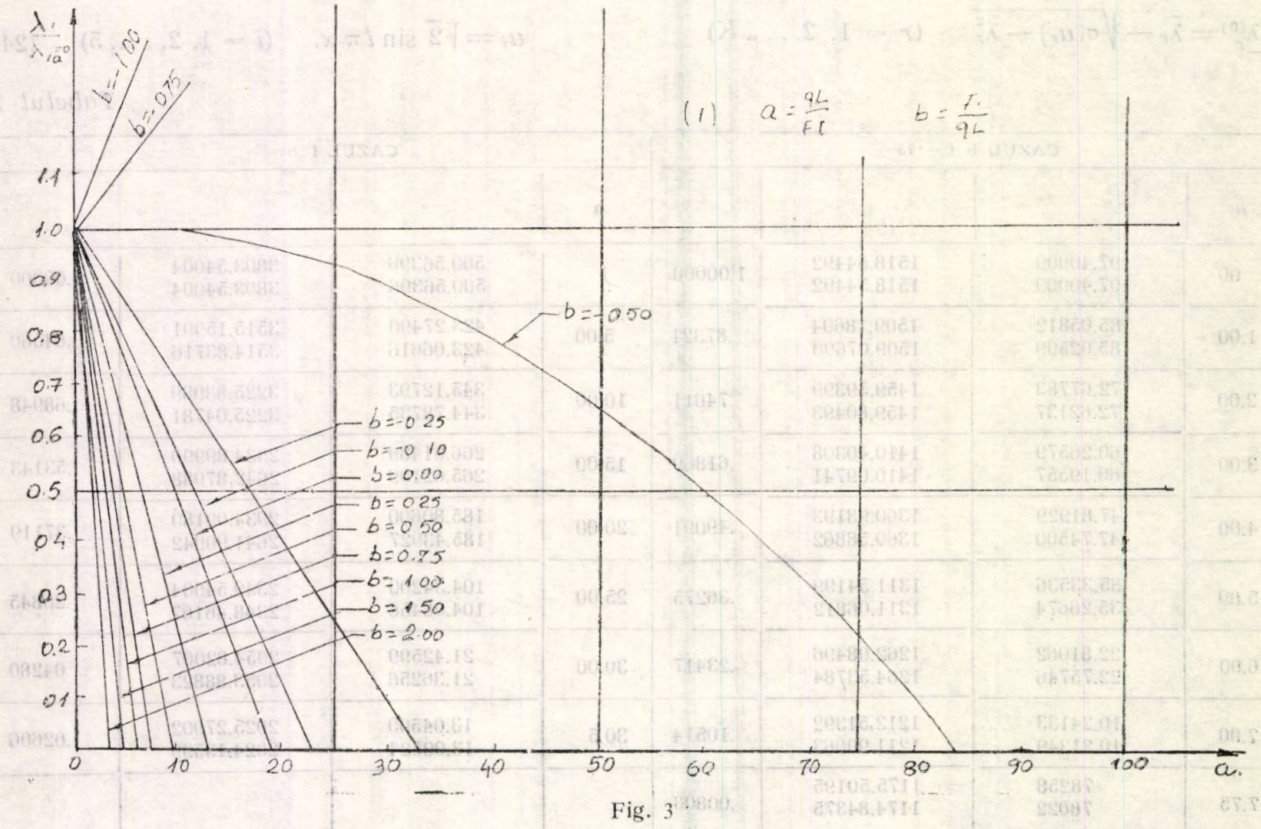

(1) $a=\frac{qL}{EI}$ $b=\frac{F_1}{qL}$
$\frac{\lambda_1}{\lambda_{1a=0}}$
b=-1.00
b=-0.75
b=-0.50
b=-0.25
b=-0.10
b=0.00
b=0.25
b=0.50
b=0.75
b=1.00
b=1.50
b=2.00
1.1
1.0
0.9
0.8
0.7
0.6
0.5
0.4
0.3
0.2
0.1
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
a.

Fig. 3

pentru cazul **R** și :

$$u_i = 1 - \cos L i \pi x \quad (i = 1, 2, \ldots, 5) \tag{25}$$

pentru cazul **I**.

Produsele scalare din ecuația (17) rezultă după unele calcule laborioase ca fiind : cazul R) :

$$< u_i, u_j > = \begin{cases} 0 (i \neq j) \\ 1 (i = j) \end{cases} \tag{26}$$

$$< u_i, Hu_j > = \tag{27}$$

$$= \begin{cases} a_{ij} \left[\dfrac{(-1)^{i+j} - 1}{(i+j)^2} + \dfrac{(-1)^{i-j} - 1}{(i-j)^2} \right] & (i \neq j) \\ i^4 \pi^4 - ab i^2 \pi^2 & (i = j) \end{cases}$$

cazul I) :

$$< u_i, u_j > = \begin{cases} 1 (i \neq j) \\ 1{,}5 (i = j) \end{cases} \tag{28}$$

(29)

$$< u_i, Hu_j > = \begin{cases} 0 (i \neq j) \\ 8\pi^4 i^4 - a(2 i^2 \pi^2 b + i^2 \pi^2) (i = j) \end{cases}$$

Metoda Kato iterativă nu necesită decît integrări (care se fac prin metode numerice) și operații aritmetice elementare, astfel încît ea nu mai necesită calcule preliminare în vederea programării. S-au întocmit pentru cele două metode programe în limbaj FORTRAN, care nu pot fi redate aici din cauza extinderilor. Aceste programe au fost rulate pe un calculator FELIX C—256, pentru ambele cazuri enunțate mai sus, dînd parametrului „*b*" valori în intervalul [—1, 2], iar lui „*a*" valori pozitive începînd cu zero.

Tabele, diagrame, interpretări

Din listingurile complete obținute prin numeroase rulări ale celor două programe, redăm cu titlu de curiozitate un extras :

Cu ajutorul listingurilor complete obținute la calculator, s-au construit familiile de curbe în mărimi adimensionale redate în figurile 2 și 3. Ele reprezintă variațiile valorii proprii „relative" de ordinul întîi, în funcție de parametrul „*a*", pentru diferite valori ale parametrului „*b*". Aceste diagrame rezolvă și problema stabilității elastice, intersecțiile curbelor cu axa absciselor reprezentînd „puncte critice de flambaj" : Abscisele acestor puncte a_{cr} dau sarcina distribuită critică, iar valoarea parametrului „b" pentru curba respectivă furnizează apoi și forța concentrată critică :

$$p_{cr} = \frac{EIa_a}{L^3}, \tag{30}$$

$$F_{1cr} = bLp_{cr} = \frac{bEI}{L^2} a_{cr} \tag{31}$$

Obținem astfel combinațiile de solicitări critice (sarcină distribuită și forță concentrată) care conduc la pierderea stabilității elastice a barei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bazley, N. W.* : Lower Bounds for Eignvalues. Ph. D. Dissertation, University of Maryland, U.S.A., 1959.

[2] *Constantinescu, N. I., Bolog, R. C.* : Asupra unor metode aproximative de determinare a valorilor proprii ale operatorilor matriciali sau diferențiali întîlniți în vibrații". Lucrările conferinței de vibrații în construcția de mașini Timișoara, pag. 109—116.

[3] *Constantinescu, N. I., Bolog, R. C.* : Mecanică. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1978.

[4] *Gould, Sh.* : Variational Methods for Eigenvalues Poblems. University of Toronto Press, Canada, 1971.

[5] *Weinsten, A.* : Bounds for Eigenvalues and the Method of Intermediate Problems. University of Wisconsin Press. Maddisson, Wis, U.S.A. 1961.

[6] *Silaș, Gh.* : Mecanică. Vibrații mecanice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968.

[7] *Cristescu, R.* : Analiză funcțională. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1965.

CZ : 622.002.5

Contribuții matematice privind produsele mașinilor de sfărîmare ce funcționează în circuit deschis sau închis

Prof. dr. doc. ing. Ilie N. **CONSTANTINESCU**, conf. dr. ing. Dumitru **CONSTANTIN** — Institutul de mine Petroșani

Introducere

În scopul rezolvării multiplelor probleme din domeniul mărunțirii, este necesar să se cunoască evoluția granulometriei materialului în timpul mărunțirii lui în mașinile de sfărîmare și măcinare.

În majoritatea cazurilor în procesul discontinuu de sfărîmare se folosește ecuația :

$$\frac{dR}{dt} = -KR^n$$

în care R este, după un timp de sfărîmare t, fracțiunea din masa materialului constituită din grăunți de dimensiuni mai mari decît o dimensiune oarecare, iar K și n după două constante, din care n reprezintă ordinul după care se desfășoară procesul sfărîmării.

Cercetările experimentale efectuate de FUERSTENAU D [1] MEMPEL [2] și RAZUNOV [3] n-au putut stabili o concordanță cu datele experimentale ale ecuației de mai sus, decît în condiții cu totul speciale de sfărîmare (sfărîmarea unei clase strînse și izolate, durate foarte mici de sfărîmare etc.).

Luînd în considerare cazul cînd mașina de sfărîmare funcționează discontinuu, prof. dr. doc. ing. I. HUBER PANU în lucrările [4] și [5] a stabilit relațiile care exprimă evoluția compoziției granulometrice a produsului sfărîmării, în funcție de durata procesului. Astfel, după un timp de sfărîmare t, o clasă granulometrică oarecare i (constiuită din granule de dimensiuni $x_{i-1} \ldots x_i$) reprezintă o fracție $H_i(t)$ din masa totală a materialului, dată de relația :

$$H_i(t) = \sum_{j=i}^{m} a_{j,i} \cdot e^{-c \cdot x_j^{\alpha} \cdot t} \qquad (1)$$

în care :

m este numărul claselor granulometrice ce se iau în considerare ;

c și α_{ji} — constante care depind de probabilitatea sfărîmării bucăților de diferite mărimi și de granulometria produselor sfărîmării fiecărei clase a materialului.

În multe cazuri, interesează să se cunoască, după un timp t de sfărîmare, care este fracția $R_i(t)$ de material constituită din grăunți mai mari decît o dimensiune oarecare x_i, adică refuzul corespunzător dimensiunii x_i. Aceasta este dată de relația :

$$R_i(t) = \sum_{l=i+1}^{m} b_{l,i} \cdot e^{-c \cdot x_l^{\alpha} \cdot t} \qquad (2)$$

unde b_{li} sînt niște constante ce se pot deduce din constantele a_{ji} .

În prezenta lucrare se stabilesc funcțiile care descriu transformarea granulometrică realizată în mașinile de sfărîmare funcționînd în flux continuu, adică în condițiile în care lucrează majoritatea utilajelor industriale.

Aceste funcții sînt deduse atît pentru sfărîmarea în circuit deschis, cît și pentru sfărîmarea în circuit închis.

Stabilirea funcțiilor granulometrice ale sfărîmării

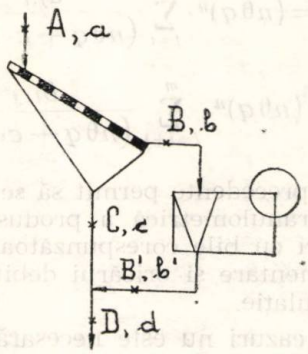
Diferența între funcționarea în flux continuu și funcționarea discontinuă constă în aceea că, la funcționarea discontinuă, durata de rămînere a materialului în mașină este aceeași pentru întreaga masă, iar în cazul celălalt, această durată variază în limite foarte mari pentru diferitele fracțiuni ale materialului.

Este deci indicat să se ia în considerare o funcție de distribuție $\varphi(t)$ pentru timpul de trecere t al materialului prin mașină.

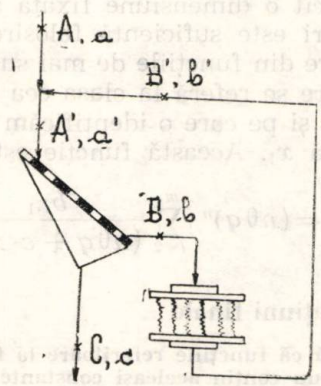
În diferitele industrii, funcționarea continuă a mașinilor de sfărîmare are loc fie în circuit deschis, fie în circuit închis. Spre deosebire de primul caz, în care mașina este alimentată numai cu material proaspăt, în circuit închis, debitul de alimentare al mașinii este suma B de material de recirculație (fig. 1, c) (refuzul clasorului sau ciurului). Deci, la sfărîmarea în flux continuu în circuit închis, trebuie introdus un parametru în plus $\theta = \frac{A+B}{A}$ care este raportul dintre debitul total și debitul de material proaspăt.

Pentru aprecierea rezultatelor sfărîmării este de mare utilitate cunoașterea dependenței dintre calitatea produsului și capacitatea de prelucrare a mașinii, exprimată prin debitul de material proaspăt cu care este alimentată mașina. În scopul obținerii de relații cu o aplicabilitate mai largă, vom lua în considerare

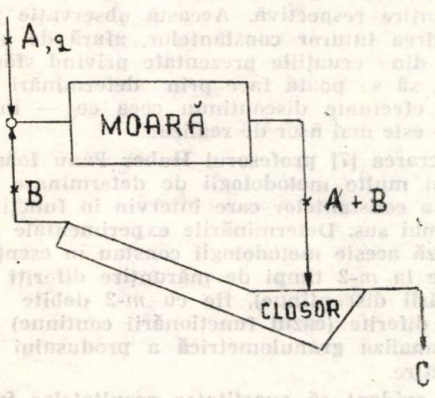
debitele specifice, adică vom raporta, în toate cazurile, debitele — la volumul V de material existent în spațiul de lucru al mașinii.



a



b



c

Fig. 1 Circuite de mărunțire.
a) circuit deschis de sfărîmare ;
b) circuit închis de sfărîmare ;
c) circuit închis de măcinare.

Pentru ca ecuațiile ce vor fi stabilite să fie aplicabile, atît în cazul circuitului deschis, cît și în cazul circuitului închis, vom preciza că debitul specific total al mașinii se poate exprima prin produsul θ_q în care $q = \frac{A}{V}$, este debitul specific de material proaspăt, iar θ, este parametrul definit mai sus. În felul acesta, sfărîmarea în circuit deschis apare ca un caz particular al sfărîmării în circuit și anume cazul cînd $\theta = 1$.

Pentru caracterizarea calității produsului dat de mașina de sfărîmare, vom folosi fie funcția H_i (q), fie funcția R_i (q). Acestea au semnificații analoage cu funcțiile H_i(t), $R_i(t)$, (t), folosite în cazul sfărîmării discontinui, numai că variabila independentă nu mai este timpul, ci debitul specific q. Se notează cu H_i (q) fracția din greutatea întregului produs, care este constituită din granule mai mari decît o dimensiune oarecare x_i.

Pentru a stabili expresiile funcției $H_i(q)$ observăm că, în cazul fluxului continuu, din tot materialul, numai fracția $\varphi(t)$ are o durată de trecere t prin mașină și din această cauză numai fracția H_i(t) este de dimensiuni cuprinse între $x_{i-1}, \ldots, x_i$. De aceea — în flux continuu — fracția clasei $x_{i-1}, \ldots, x_i$, care are o durată de trecere t este φ(t) $H_i(t)$, iar fracția totală $H_i(q)$, constituită din grăunți de dimensiuni $x_{i-1}, \ldots, x_i$, care, în regim staționar corespunzător unui debit specific q, se găsește în produsul evacuat, se obține prin însumarea fracțiilor $\varphi(t)$, și $H_i(t)$ corespunzătoare tuturor duratelor de trecere prin mașină, adică :

$$H_i(q) = \int_0^\infty \varphi(t) \cdot H_i(t) \cdot dt \qquad (3)$$

Ținînd seama de relația (1) putem scrie :

$$H_i(q) = \sum_{j=i}^{m} a_{j,i} \cdot \int_0^\infty \varphi\, t) \cdot e^{-c \cdot x_j^\alpha \cdot t} \cdot dt \qquad (4)$$

Printr-un raționament analog, folosind relația (2) se deduce :

$$R_i(q) = \sum_{l=i+1}^{m} b_{l,\,i} \cdot \int_0^\infty \varphi(t) \cdot e^{-c \cdot x_l^\alpha \cdot t} \cdot dt \qquad (5)$$

care este fracția de material constituită din grăunți mai mari decît x_i, care se găsesc în produsul evacuat, în cazul cînd debitul specific este q.

Se observă că oricare ar fi funcția de distribuție $\varphi(t)$ durata medie τ de trecere a materialului prin mașină este :

$$\tau = \frac{V}{A+B} = \frac{1}{\theta \cdot q}$$

Aplicarea ecuațiilor (4) și (5) la diferitele mașini de mărunțire necesită cunoașterea funcției $\varphi(t)$ corespunzătoare mașinii respective.

În continuare vom lua în considerare morile cu bile. Expresia funcției $\varphi(t)$ este evident determinată de felul și intensitatea amestecării

materialului în moară. Din cauza rotației morii, amestecarea este cu mult mai intensă în sens perpendicular pe axa morii, decît în sens axial, care este sensul evacuării materialului din moară. Cu alte cuvinte, deplasarea materialului în moară, în direcția evacuării, se face în condițiile unei foarte intense amestecări, într-o succesiune de planuri perpendiculare pe această direcție. De aceea, vom admite că sfărîmarea în moară poate fi reprezentată prin sfărîmarea într-o succesiune de n sectoare ale morii, de mărime egală, în fiecare din acestea amestecarea fiind perfectă. Numărul n este un parametru care caracterizează acțiunea de amestecare a mașinii și trebuie determinat pe bază de date experimentale.

Deoarece am presupus că cele n sectoare sînt de mărime egală, rezultă că durata medie τ_n de trecere a materialului prin fiecare sector este aceeași (vom avea deci : $n \cdot \tau_n =$ Admițînd că în fiecare sector amestecarea este perfectă, pe bază teoriei probabilităților, se poate deduce că probabilitatea d_{pi} ca materialul care intră într-un sector oarecare i, la timpul t_{i-1}, să iasă din sectorul respectiv în intervalul t_i pînă la $t_i + dt_i$ este :

$$dp_i = \frac{1}{\tau_n} \cdot e^{-\frac{t_1 - t_{i-1}}{\tau_u}} \cdot dt_i \qquad (6)$$

Folosind această expresie, profesorul Huber Panu Ioan a stabilit [6] că probabilitatea P ca materialul intrat în sectorul 1, la $t = 0$, după durate de trecere oarecare, dar mai mici decît t, prin fiecare din cele n sectoare, să aibă o durată totală de trecere prin moară mai mare decît t_c este :

$$P = \frac{1}{\tau_n^n (n-1)!} \int_0^t t^{n-1} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_n}} \cdot dt \qquad (7)$$

Întrucît P reprezintă totodată fracția de material care rămîne în moară intervalul de timp de la o la t, rezultă că prin derivarea, în raport cu timpul, a funcției P se obține funcția de distribuție căutată $\varphi(t)$. Obținem astfel :

$$\varphi(t) = \frac{t^{n-1} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_n}}}{\tau_n^n (n-1)!} \qquad (8)$$

Aceasta este expresia unei funcții de distribuție Gama depinzînd de doi parametrii τ_n și n.

În consecință, adoptarea unui model pentru funcționarea în flux continuu a unei mori cu bile, constînd dintr-o serie de n sectoare de mărime egală, cu amestecare perfectă, se traduce prin admiterea unei funcții de distribuție Gama pentru timpul de trecere a materialului prin moară.

Aplicînd funcția de distribuție (8) și observînd că în ecuațiile (4) și (5) intervin transformate Laplace ale funcției $\varphi(t)$ se deduce :

$$H_i(q) = (n\theta q)^n \cdot \sum_{j=i}^{m} \frac{a_{j,i}}{(n\theta q + c \cdot x_j^{\alpha})^n} \qquad (9)$$

$$R_i(q) = (n\theta q)^n \cdot \sum_{l=i+1}^{m} \frac{b_{l,i}}{(n\theta q + c \cdot x_l^{\alpha})^n} \qquad (10)$$

Funcțiile precedente permit să se determine compoziția granulometrică a produselor sfărîmării în mori cu bile corespunzătoare oricărui debit de alimentare și oricărui debit de material de recirculație.

În multe cazuri nu este necesară obținerea — prin mărunțire — a unei anumite compoziții granulometrice, ci este suficient ca materialul să ajungă să aibă un procent prescris, mai mic decît o dimensiune fixată x_1. În asemenea cazuri este suficientă folosirea numai uneia singure din funcțiile de mai sus și anume a aceleia care se referă la clasa cea mai fină a materialului și pe care o identificăm cu dimensiunea fixată x_1. Această funcție este :

$$R_1'(q) = (n\theta q)^n \cdot \sum_{l=2}^{m} \frac{b_{l,1}}{(n\theta q + c \cdot x_1^{\alpha})^n} \qquad (11)$$

Considerațiuni finale

Se observă că funcțiile referitoare la funcționarea în flux continuu conțin aceleași constante ca și funcțiile care se referă la funcționarea discontinuă cu deosebirea că, în cazul măruntirii continue intervine în plus parametrul n, care caracterizează intensitatea amestecării la care este supus materialul în mașina de mărunțire respectivă. Această observație permite ca stabilirea tuturor constantelor, afară de una singură (n) din ecuațiile prezentate privind sfărîmarea continuă, să se poată face prin determinări experimentale, efectuate discontinuu ceea ce — în multe cazuri — este mai ușor de realizat.

În lucrarea [7] profesorul Huber Panu Ioan a indicat mai multe metodologii de determinare experimentală a constantelor care intervin în funcțiile prezentate mai sus. Determinările experimentale pe care se bazează aceste metodologii constau în esență, în a lucra, fie la m-2 timpi de mărunțire diferiți (cazul funcționării discontinue), fie cu m-2 debite de alimentare diferite (cazul funcționării continue) și în a efectua analiza granulometrică a produsului obținut la mărunțire.

Este evident că exactitatea rezultatelor furnizate de funcțiile prezentate crește cu numărul de clase granulometrice care se iau în considerare.

Calculele laborioase, care intervin în cazul cînd se consideră un număr mare de clase, se rezolvă prin folosirea calculatoarelor electronice de proces.

Funcțiile stabilite dau, în primul rînd, posibilitatea de a cunoaște granulometria produselor mașinilor de sfărîmare, în condiții de funcționare atît discontinuă cît și continuă, în circuit deschis, sau închis. Ele permit să se determine influența diferiților parametri și a condițiilor de funcționare (de exemplu debitul q de alimentare al mașinii, raportul de material de recirculație θ, compoziția granulometrică a

materialului de alimentare) asupra rezultatelor măruntirii, și în consecință, să se stabilească condițiile optime de funcționare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Faurstenau, D.*: Zur Kinetit des zerkleiners. Aufbercitungs — Technik, 1964, nr. 5, p. 205—210.

[2] *Mempel, G.*: Zur kinetik der Hartzerkleinerung in Kugelmühlen. Aufbereitungs — Tecnik, 1966, nr. 8, p. 448—452.

[3] *Razumov, Perov, Zverevitch*: Some regularities of ball mill grinding, VIII international Mineral Procesing Congress Leningrad, 1968.

[4] *Huber-Panu, I.*: Beitrag zur Untersuchung der zerkleinerung; Bergbauwissenschaften, 1970, Bd 17, n 10, p. 365—368.

[5] *Huber-Panu, I.*: Die kinetische Analyse des Zerkleinerungsvarganges. Revue Roumaine des sciences techniques, Serie de Metalurgie, Tome 15, nr. 2, 1970, p. 149—158.

[6] *Huber-Panu, I.*: Zur Teorie des kontinuierlichen Zerkleinerungsprazesses. Revue roumaine des sciences techniques Serie de Mealurgie. Tome 16, nr. 1, 1971, p. 3—12.

[7] *Huber-Panu, I.*: Uber die mathematische Beschreibung des kontinuierlichen zerkleinerungsvorgonges, Berybauwissenschaften, Bd 18, nr. 9, 1971, p. 296—299.

[8] *Crăiescu, I. ș. a.*: Prepararea substanțelor minerale utile. Ed. Didactică și Pedagogică București, 1982.

RECENZII

Dr. ing. Bratu, P. P. — „IZOLAREA ȘI AMORTIZAREA VIBRAȚIILOR LA UTILAJE DE CONSTRUCȚIE". Editor: INCERC. — Redacția publicațiilor pentru construcții, 1982, 362 pag., 212 fig. și diagrame, 111 titluri bibliografice

În elementele și structurile elastice ce compun mașinile și utilajele, ia naștere, datorită unor factori interni sau externi (sarcini interne și externe), fenomenul de vibrație. Vibrațiile își fac simțită prezența sub diverse forme de manifestare și ridică numeroase probleme în fața proiectantului și constructorului de utilaje.

Pe baza valorificării unor valoroase rezultate a cercetărilor efectuate și a unei bogate analize bibliografice, autorul abordează într-o formă originală, problematica complexă a generării, transmiterii și izolării vibrațiilor care depășesc nivelul admis.

Lucrarea cuprinde opt capitole structurale pe cinci domenii principale.

În capitolul 1 sînt prezentate generale din domeniu și se tratează direcțiile principale cuprinse în lucrare.

Identificarea surselor generatoare de vibrații, în cadrul mașinilor și utilajelor de construcții, constituie unul din domeniile importante, menit să evidențieze principalele cauze și condiții de apariție a vibrațiilor nedorite. Problemele specifice acestui domeniu sînt tratate în capitolul 2.

Efectul vibrațiilor asupra omului și a mașinii sau subansamblelor componente, considerate drept stări limită potențiale în funcționare, reprezintă domeniul fundamental ce sintetizează principalele cerințe impuse prin norme, recomandări și standarde asupra nivelului limită al vibrațiilor. Se subliniază corelarea necesară dintre nivelul impus vibrațiilor și starea sănătății la om, pe de o parte, iar — pe de altă parte — menținerea în stare de funcționare a mașinii, pentru realizarea parametrilor de fiabilitate și durabilitate în exploatare. Toate aceste probleme sînt prezentate în capitolele 3 și 4.

Dinamica izolării vibrațiilor se prezintă în capitolul 5, ca un domeniu de referință al lucrării, unde sînt tratate cazurile teoretice și practice de modelare a subansamblelor utilajelor cu simplificările adecvate. De asemenea, se evidențiază corelarea elementelor masice, geometrice și elastice, precum și concluziile practice pentru a realiza o bună izolare. antivibratilă.

Capitolele 6 și 7 sînt axate pe tratarea în detaliu a problemelor specifice, legate de **elementele și sistemele antivibratile din cauciuc**, părți componente ale mașinilor și utilajelor de construcții. Astfel, sînt abordate aspectele de comportare reologică în regim static și dinamic a elementelor din cauciuc, precum și influența acestora asupra sistemului antivibratil ce intră în componența mașinii. Sînt prezentate principalele caracteristici reologice, de montaj și mecanice ale elementelor și sistemelor antivibratile din cauciuc, fabricate în țară și străinătate.

Proiectarea elementelor antivibratile din **cauciuc** constituie conținutul capitolului 8, care tratează cele mai reprezentative forme constructive, caracteristici mecanice ale cauciucului antivibratil românesc, precum și exemple de calcul pentru fiecare caz în parte. Acest capitol se adresează direct proiectantului, prin schemele de încărcare și metodele de calcul ale elementelor antivibratile. În relațiile de calcul prezentate se ține seama de modul de solicitare ca și de forma geometrică a elementului din cauciuc. Prin exemplele de calcul prezentate lucrarea este un instrument foarte util în practica inginerească.

Modul în care a fost concepută lucrarea, citarea referințelor bibliografice aparținînd unor reputați specialiști din țară și străinătate, activînd în domeniul amintit sau în domenii de graniță, utilizarea rezultatelor recentelor cercetări, a normativelor și standardelor ce vizează problematica tratată, concluziile teoretice și aplicative evidențiază profunzimea tuturor problemelor abordate, precum și caracterul original, de noutate pe plan național a cărții.

Lucrarea se adresează tuturor specialiștilor din exploatare, proiectare, cercetare, interesați pentru izolarea antivibratilă la utilaje autopropulsate sau staționare. De asemenea, prezenta lucrare este utilă cadrelor didactice și studenților din învățămîntul tehnic superior.

Consderăm că apariția acestei lucrări umple un gol în literatura de specialitate din domeniul abordat.

Conf. dr. ing. Gheorghe Iordache
Institutul Politehnic București

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

PUBLICOM specialized exhibitions to be staged in '83

1 SHOP '83

25—28.01.1983

Consumer goods for free shops, including: drinks, cigarettes, foodstuffs, electronic instruments, ready-made clothes, cosmetics, toys, motor car spare parts, accessories-cosmetics, audio-video equipment, etc.

2 PRELUCRAREA METALELOR '83

15—18.03.1983

Industrial diamonds, diamond tools, sintered metallic carbides, cutting tools, abrasives, pneumatic equipment for metal treatment. Metal coating and surface treatment. Welding equipment and technologies.

3 MEDICINA '83

12—15.04.1983

Equipment, instruments and materials to be used in all medical branches (stomatology included), chemical and pharmaceutical products.

4 ARMĂTURI — POMPE '83

19—22.04.1983

Fittings, seals and pumps for all industrial branches.

5 LABORATORUL '83

10—13.05.1983

Instruments for controlling, measuring and analysing the fluid and gas flow; gas leakage detection; process instrumentation and analysers. Instruments and articles for laboratory and chromatography analyses and tests covering all fields of application in research and industrial laboratories. Technology, equipment and instruments for the nuclear field.

6 REPRO—FOTO—KINO—OPTICA '83

14—17.06.1983

Printing and duplicating equipment and machines, labelling machines, office machines and equipment, graphic materials, word processing machines, equipment, instruments, accessories and materials for film and photography, optic lenses and optic instruments, micro-record keeping devices, etc.

7 PESTICIDE '83

20—23.09.1983

Pesticides, insecticides, herbicides, fungicides, premixes, veterinary drugs, equipment and methods for animal husbandry, articles for agricultural and veterinary use; folders.

8 AZBEST — PLUTA '83

8—11.11.1983

Asbestos materials, yarns, ready-mades and technical articles. Raw-cork and cork products.

9 ELTRON '83

15—18.11.1983

Electronic components, electronic and electric equipment, computing technique, micro-processors, industrial robots, equipment for telecommunications, radio and telephony, cables, automation technologies.

10 TESTARI '83

29.11 — 2.12.1983

Physical and mechanical metal testing, destructive and non-destructive quality control instruments and equipments

Publicom is able, following your request, to offer you the corresponding documentation for each exhibition.

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
difuzează în anul 1983

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex. : **programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor etc.**

Materialele sînt grupate în serii :

Simbol	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini" 1983
ID	**INFORMARE DOCUMENTARĂ** asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere :
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-C	Informare documentară în construcția de mașini-conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie.
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
	Informări pentru specialiști :
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbol	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind nivelul tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
SID 26 . . . 34	Noutăți în turnătorii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CE, CO, CTN, CMA, CA	Cataloage de fișe tehnice de produse, tehnologii și mecanizări
PTN, SE, CSSM, RSM, CES	Realizări deosebite, omologări standarde etc.
CTO, CT	Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI-MICM	Buletinul intern MICM
NT	Normative tehnice
LPCM	Liste de prețuri în construcția de mașini
NPD-PCI	Norme de prevenire și dotare pentru paza contra incendiilor
	MATERIALE DOCUMENTARE în ajutorul proiectării și al producției : Metodologie de întocmire și analiză a bilanțurilor energetice ; Manual practic privind decuparea fină ; Atlas de forme și dimensiuni ale rosturilor pentru sudare ; Limbajul LIPCON ; Robotica, Oțeluri tipizate pentru construcția de mașini — indicații practice de utilizare.

I. C. T. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE ŞTIINŢIFICĂ ŞI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

Şos. Olteniţei nr. 105, sector 4
Bucureşti — 75651
Telefon 83.21.70. Telex 10233

Institutul de Cercetare Ştiinţifică şi Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcţiilor de Maşini, înfiinţat încă din anul 1955, are o bogată experienţă în cercetare şi proiectare tehnologică specifică construcţiilor de maşini. În cadrul institutului se desfăşoară trei tipuri de activităţi :

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricaţie) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea şi optimizarea procedeelor, regimurilor sau reţelelor tehnologice în domeniile : prelucrărilor prin aşchiere, ştanţare, ambutisare şi prin tehnologii neconvenţionale, manipulării automate, montajului mecanizat şi automatizat, acoperirilor de protecţie şi decorative, controlului activ, interoperaţional şi final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate şi sisteme complexe de fabricaţie pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, dispozitivelor şi sculelor

3. Execuţia, în limita capacităţilor propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistenţă tehnică pentru punerea în funcţiune la parametrii proiectati a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ: ● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea şi îmbunătăţirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator şi în producţie a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuţie pentru liniile, maşinile, dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secţiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcţia în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuţia de prototipuri de maşini şi dispozitive şi experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricaţia de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură şi control interoperaţii şi final, proiectarea şi executarea utilajelor necesare controlului şi sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea şi executarea de bancuri de probă pentru studii de laborator şi fabricaţia de serie ; ● Organizarea fabricaţiei, transportului intern şi depozitării în secţiile şi atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea şi urmărirea producţiei ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum şi pentru planificare, lansare şi urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistenţă tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate şi pentru punerea în funcţiune a utilajelor proiectate şi executate ; ● Acordarea de licenţe, know-how şi punerea la dispoziţie a documentaţiei de execuţie pentru lucrările elaborate de institut.

ENERGETISCHE AUSRÜSTUNG

- **DAMPFKESSEL**
  mit Leistungen von 6,5 bis 1035 t/St
- **HEISS-u. WARMWASSERKESSEL**
  mit Leistungen 10; 25; 50 und 100 Gcal/St
- **DRUCKLOSE und DRUCKBEHÄLTER, ZISTERNEN, SPEICHER**
- **D.K – GEBLÄSE; D.K – LÜFTER; KOHLENMÜHLEN**
- **CHEMISCHE WASSERAUFBEREITUNGSANLAGEN**
- **SCHWEISSKONSTRUCTIONEN**
- **SCHMIDETEILE und GUSSTEILE**

  max. Gewicht: 7000 kg für Stahlguss
  5000 kg für Grauguss

ERDÖLAUSTRÜSTUNG

- **PUMPENEINHEITEN** für Erdölförderung

  30 Varianten in der laufenden Produktion
  Auf Wunsch wird jede Variante zwischen 0,9 und 19,3t (API) erzeugt

1983 OKT 06

Gründungsjahr 1904

Vulcan

ROMÂNIA

76305 – BUCUREŞTI
Str. Sebastian nr. 88

Teleph: 31.00.30
Telex: 11.127 r.

3279 04

CM

REFERÁLVA

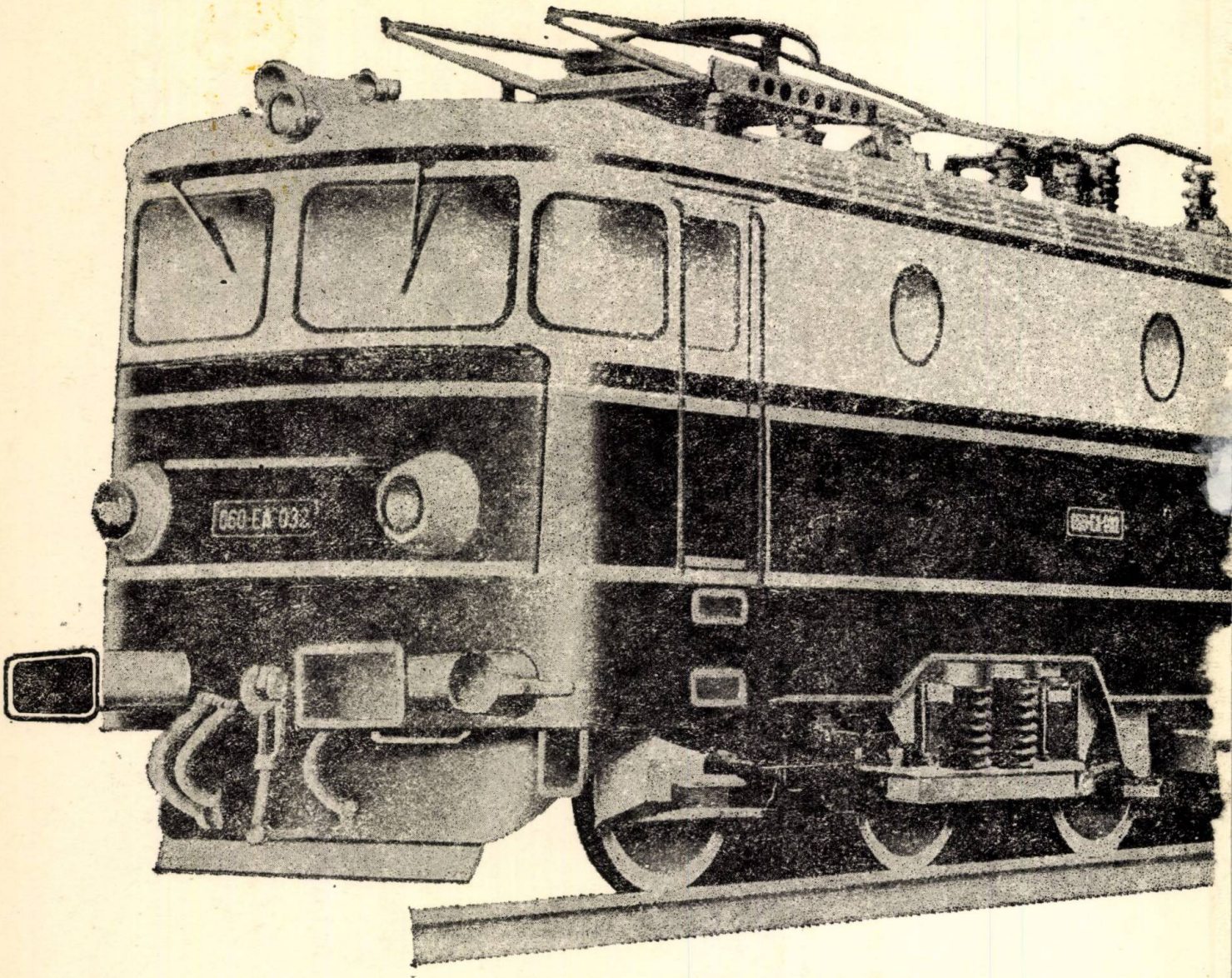
B

• MECANIZAREA ŞI AUTOMATIZAREA MONTAJULUI

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

8

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ XXXV ■ AUGUST 1983



MECANOEXPORTIMPORT

ROMANIA

is helping a rapid, safe and economical traffic with its offer of :

- diesel hydraulic locomotives ;
- diesel electric locomotives ;
- elecric locomotives ,
- locomotive components and equipment ;
- technical assistance, equipment and spare parts for repairing the locomotive fleet ;
- single-articulated, dual-articulated tramcars, driving car and slip portion,
- inter-city electric trains ;
- passenger coaches ;
- freight cars ;
- tank cars ;
- flat cars ;
- special cars ;
- car repair and maintenance workshope ;
- axles, axle single disk wheels, axles mounted with single disk wheels and bogies.

Apply for further information and documentation to the specialists of the exporting company :

MECANOEXPORTIMPORT

BUCHAREST — ROMANIA
Postal code : 79 522
10, M. Eminescu St. telex : 10 269 ;
telephone : 12 46 00 P.O.B. : 22-107

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, nr. 8, august, 1983

CUPRINS

Mecanizarea și automatizarea montajului

CRIȘAN, GABRIELA :	**Activitatea I.C.T.C.M. privind mecanizarea și automatizarea montajului**	355
CRIȘAN, I. :	**Sisteme de fabricație flexibile**	355
TOPAL, D. :	**Aspecte privind montajul automatizat flexibil**	362
FLOREA, GH. :	**Sisteme de transfer liniar**	368
ERMALIUC, V. :	**Sisteme de transfer cu mișcare de rotație**	373
TOPAL, D. :	**Sisteme de alimentare cu piese în procesul de montaj**	379
TOPAL, D. :	**Sisteme modulare de mașini pentru montaj**	386
ERMALIUC, V. :	**Echipamente de nituit prin rulare**	391
OLARIU, N. :	**Elemente modulare pentru echipamente de înșurubare**	394
CRIȘAN, GABRIELA, MOLDOVEANU, M. :	**Montajul mecanizat și automatizat în industria auto**	399
TOPOLOGEANU, M. :	**Elemente pentru instalația de gresare dozată cu unsoare consistentă**	405

Lucrări prezentate la Consfătuirea tehnico-științifică de la Russe, 17—20 ianuarie 1983

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : dr. ing. Gabriela Crișan

SUMARE

CZ : 621-52

Crişan, I. : **Sisteme de fabricaţie flexibile**

În contextul general al progreselor înregistrate de tehnologia contemporană se impune **automatizarea sistemelor discontinue** ; în concepţia actuală de **flexibilitate** sau de adaptare a sistemelor la modificările curente ale tehnologiei, este practic posibil şi eficient a se extinde automatizarea şi în domeniul fabricaţiei de serii mici şi mijlocii, chiar de unicate, ceea ce interesează în mare măsură şi economia noastră naţională. Autorul subliniază că astăzi, în organizarea tehnologiei flexibile, predomină **„specializarea-produs"**, cumulîndu-se în cadrul unei aceleiaşi linii operaţii de natură diferită. Se insistă asupra concepţiei modulare, care stă la baza noţiunii sistemelor tehnologice flexibile, asupra problemei consumului raţional de energie şi a disponibilităţii sistemelor tehnologice automate, precum şi asupra unor considerente în legătură cu sistemele integrate de proiectare şi fabricaţie asistate de calculator, asupra inteligenţei artificiale. În încheiere, se amintesc şi aspectele economico-sociale ce decurg din extinderea automatizării cu ajutorul sistemelor flexibile.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 4 fig., 7 ref. bibl.

CZ : 621-52:625.44

Topal, D. : **Aspecte privind montajul automatizat flexibil**

În această lucrare sînt prezentaţi şi analizaţi factorii care concură la realizarea unui montaj flexibil şi cu eficienţă economică ridicată. De asemenea, sînt redate condiţiile necesare unui montaj automat rentabil, domeniile de utilizare ale sistemelor de bază ale montajului şi modul de **determinare a flexibilităţii optime.** Avînd în vedere că sistemul de transfer reprezintă o componentă de bază a unui montaj automatizat, în cadrul lucrării au fost prezentate cîteva criterii de comparaţie **principalelor concepte de transfer** în cadrul montajului automatizat şi un **program pentru optimizarea soluţiilor** posibile. În final, sînt prezentate două realizări ale I.C.T.C.M. în acest domeniu.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 9 fig., 9 ref. bibl.

CZ : 338.062.215

Florea, Gh. : **Sisteme de transfer liniar**

Articolul analizează posibilitatea **transferului liniar** al pieselor pe liniile de montaj, în **circuit deschis sau închis. În scopul măririi flexibilităţii acestor linii,** s-a optat pentru **tipizarea elementelor** componente ale transportoarelor cu bandă tip curea, sau cu lanţuri articulate, sau cu lanţuri şi role. Se arată aceste valori tipizate. Transportoarele menţionate au fost integrate în linii de montaj mecanizate şi automatizate, proiectate şi executate de I.C.T.C.M., pentru montarea pompelor de apă şi de benzină pentru motorul DACIA-1300, a manometrelor şi claxoanelor auto, a diverselor componente electrice (siguranţe tubulare, fişe bipolare, siguranţe etc.). Se amintesc şi problemele mai importante, care, pentru a fi rezolvate, au necesitat cercetări experimentale susţinute.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 6 fig., 4 tab., 5 ref. bibl.

CZ : 338.062.215

Ermaliuc, V. : **Sisteme de transfer cu mişcare de rotaţie**

Autorul descrie unele aspecte din activitatea de tipizare a modulelor componente ale sistemelor de transfer cu mişcare de rotaţie, destinate a echipa agregatele de montaj, în vederea execuţiei operaţiei de asamblare. Astfel, se prezintă clasificarea sistemelor de transfer pentru prelucrări mecanice, fără îndepărtare de material, cu tact impus constructiv pentru transfer şi indexare şi caracteristicile generale ale celor trei tipodimensiuni modulare stabilite după diametrul platoului mesei rotative. În urma experimentărilor efectuate de autor în laboratoarele I.C.T.C.M., a fost posibilă **stabilirea numărului optim de indexări** al mesei rotative. În continuare, autorul prezintă unele din proiectele realizate, care folosesc asemenea sisteme modulizate de transfer.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 8 fig., 1 tab., 7 ref. bibl.

CZ : 621-52:625.44

Topal, D. : **Sisteme de alimentare cu piese în procesul de montaj**

Sînt prezentate şi analizate principalele **componente ale sistemului de alimentare** cu piese ale unui **montaj automatizat.** În cadrul lucrării au fost descrise principalele moduri de soluţionare ale fazelor tehnologice specifice sistemului de alimentare : depozitare, orientare, transferul pieselor către postul de lucru, separarea şi transferul pieselor orientate pe dispozitivele purtătoare. Pentru edificare, în finalul lucrării, au fost prezentate din realizările I.C.T.C.M. în acest domeniu.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 10 fig., 4 tab., 6 ref. bibl.

CZ : 621-52:625.44

Topal, D. : **Sisteme modulare de maşini pentru montaj**

Una din principalele căi de realizare a flexibilităţii sistemului de montaj, o constituie modularea construcţiei. În articol sînt descrise principiile de rezolvare ale **sistemului de modulare în montaj** ; totodată sînt menţionate şi principalele avantaje care decurg prin aplicarea sistemului de modulare în montaj. În încheiere, sînt prezentate două din realizările I.C.T.C.M în acest domeniu.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 6 fig., 6 ref. bibl.

CZ : 621.884

Ermaliuc, V. : **Echipamente de nituit prin rulare**

Se menţionează avantajele nituirii prin rulare, în comparaţie cu alte procedee de nituire, în vederea automatizării şi mecanizării asamblărilor respective. Se descrie cinematica procedeelor de nituire prin rulare tangenţială şi rulare radială. **În urma analizei experimentale comparative** a celor două procedee de rulare, **pe baza unor diagrame tehnologice** referitoare la dimensiunile şi materialul de execuţie ale nitului, **autorul explică superioritatea, din punct de vedere al productivităţii, a rulării tangenţiale.** Practic, însă, autorul arată că cele trei tipodimensiuni de maşini de nituit realizate sînt echipate cu capete de nituit, care funcţionează conform ambelor procedee.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 5 fig., 1 tab., 5 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 621-52

Crişan, I. : **Flexible Production Systems**

Against the general background of the progress scored by contemporary technology, special mention should be made of the **discontinuous systems automation;** the present concept of **flexibility** or of systems suiting the current technological changes makes it possible and efficient to extend automation to such spheres as small, average-scale and single-piece production, an aspect of great interest for Romania's national economy. The author points out to the **product specialization** prevailing at present within the flexible techonology organization, operations of different nature being brought together within the same line. The paper dwells upon the modular concept underlying the notion of flexible technological systems, upon the problem of national power consumption and the availability of automated technological systems, as well as upon certain considerations concerning the computer-assisted intergrated design and production systems, upon artificial memory. Finally, mention is made of the economic and social aspects resulting from the automation extension by means of flexible systems.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 4 fig., 7 bibl. papers

---

DC : 621-52:625.44

Topal, D. : **Aspects Concerning the Flexible Automated Mounting**

The paper makes a presentation and analysis of the factors contributing to achieve a flexible mounting of high economic efficiency. The paper also gives the necessary conditions for an efficient automated mounting, the fields of use of the mounting basic systems, as well as the manner of **establishing an optimum flexibility.** As the transfer system represents a basic component of an automated mounting, the paper equally presents several criteria of comparing **the main transfer concepts** within an automated mounting and a **programme for optimizing the possible solutions.** The paper ends with the presentation of two achievements carried out by I.C.T.C.M. in the relevant field.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 9 fig., 9 bibl. papers

---

DC : 338.062.215

Florea, Gh. : **Linear Transfer Systems**

The paper analyses the possibility of the components **linear transfer** along the mounting lines in an **open or closed circuit. With a view of increasing the flexibility relevant lines,** a choice has been made, for **typifying the components** of conveyers with belt, articulated chain or with chaine and rollers. The relevant typified values are given. The above mentioned conveyers have been integrated within mechanized and automated assembly lines designed and manufactured by I.C.T.C.M. for mounting the water and gasoline pumps of the DACIA 1300 engine, motor car gauges and horns, various electric devices (tube fuses, two-pole plugs, safety fuses etc.). Problems of greater importance whose solving has called for concerted experimental research are also mentioned.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 6 fig., 4 tables, 5 bibl. papers

DC : 338.062.215

Ermaliuc, V. : **Rotary Movement Transfer Systems**

The author presents certain aspects concerning the typifying activity of the modules making up the rotary movement transfer systems designed to equip the mounting aggregates for performing the assembly operation. A classification is presented of the transfer systems for mechanical processings without cutting, with a structurally determined tact for transfer and indexing, as well as the general characteristics of the three modular types and sizes established according to the diameter of the rotary table plate. Following the experiments carried out by the author in the I.C.T.C.M. laboratories, the **establishing of an indexing optimum number** for the rotary table has been possible. The author moreover presents certain of the desings already out using such module-based transfer systems.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 8 fig., 1 table, 7 bibl. papers

---

DC : 621-52:625.44

Topal, D. : **Component Supply Systems for the Mounting Process**

The main **parts of the component supply system for an automated mounting** are presented. The paper gives the main ways of solving the technological stages specific for the supply system : storage, orienting, component transfer to the working point, separation and transfer of oriented components to the carrying devices. By way of example the paper ends with the presentation of several I.C.T.C.M. achievements in the field.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 10 fig., 4 tables, 6 bibl. papers

---

DC : 621-52:625.44

Topal, D. : **Mounting Machines Modular Systems**

One of the main ways of achieving the mounting system flexibility is the modular structure. The paper gives the principles of solving the **mounting modular system;** the main advantages resulting from applying the mounting modular system are also mentioned.

A presentation of two achievements carried out by I.C.T.C.M. in this field conclude the paper.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 6 fig., 6 bibl. papers

---

DC : 621.884

Ermaliuc, V. : **Rolling Riveting Equipment**

The advantages are shown of rolling riveting as compared to other riveting methods in view of an automated and mechanized assembling. The kinematics is described of the riveting methods by tangential and radial rolling. Following a **comparative experimental analysis** of the two rolling methods, and **starting from techonological diagrams** concerning the rivet size and material, **the author explains the superiority of tangential rolling in point of efficiency.**

The author moreover shows that, practically, the three types and sizes of riveting machines achieved are equipped with riveting heads operating in accordance with two methods.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 5 fig., 1 table, 5 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 621-52

Crişan, I. : **Systèmes de fabrication flexibles**

Dans le contexte général des progrès enregistrés par la technologie contemporaine, **l'automatisation des systèmes discontinue s'impose** ; dans la conception actuelle de flexibilité ou d'adaptation des systèmes aux modifications courantes de la technologie, il est pratiquement possible et efficace d'appliquer l'automatisation dans le domaine de la fabrication de petites et moyennes séries et même de pièces uniques, car cette action intéresse, en grande mesure, aussi notre économie nationale. L'auteur souligne le fait que, dans l'organisation de la technologie flexible, prédomine actuellement la **spécialisation-produit** qui cummule des opérations différentes dans le cadre d'une même ligne technologique. On insiste sur la conception modulaire, sur laquelle repose la notion des systèmes technologiques flexibles, sur le problème de la consommation rationnelle d'énergie et sur la disponibilité des systèmes techonolgiques automatiques, ainsi que sur une série de considérations se référant aux systèmes intégrés de projection et de fabrication assistés par calculatrice, sur l'intelligence artificielle. Pour conclure, on mentionne aussi les aspects économiques et sociaux découlant de l'application de l'automatisation à l'aide des systèmes flexibles.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 8, 4 fig., 7 réf.

CD : 621.52:625.44

Topal, D. : **Aspects concernant le montage automatisé flexible**

Cet ouvrage présente et analyse les facteurs concourant à la réalisation d'un montage flexible à haute efficence économique. On indique également les conditions nécessaires à un montage automatique rentable, les domaines d'utilisation des systèmes de base du montage et le mode de **déterminer la flexibilité optimale.**

En tenant compte du fait que système de transfer représente la composante de base d'un montage automatisé, l'ouvrage présente plusieurs critères de comparaison des **principaux concepts de transfert**, dans le cadre du montage automatisé, ainsi qu'un **programme d'optimisation des solutions possibles.**

Finalement, on présente deux réalisation de l'ICTCM dans ce domaine.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 8, 9 fig., 9 réf.

CD : 338.062.215

Florea, Gh. : **Systèmes de transfert linéaire**

Cet article analyse la possibilité du **transfert linéaire** des pièces sur les lignes de montage, en **circuit ouvert ou fermé. En vue d'accroître la flexibilité de ces lignes,** on a choisi **la standardisation des éléments** composant les transporteuses à bande des types courroie, à chaîne articulée, à chaîne et galets. On indique ces valeurs standardisées. Les transporteuses mentionnées ont été intégrés aux lignes de montage mécanisées et automatisées (conçues et exécutées par ICTCM) pour le montage des pompes d'eau et d'essence du moteur DACIA 1300, des manomètres et des klaxons auto, des divers groupes électriques (fusibles tubulaires, fiches bipolaires, fusibles, etc.). On mentionne aussi les problèmes plus importants dont la solution a exigé une série de recherches expérimentales.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 8, 6 fig., 4 tabl., 9 réf.

CD : 338-062.215

Ermaliuc, V. : **Systèmes de transfert à mouvement de rotation**

L'auteur décrit certains aspects de l'activité de standardisation des modules composant les systèmes de transfert à mouvement de rotation, destinés à l'équipement des groupes de montage qui exécutent l'opération d'assemblage. On présente la classification des systèmes de transfert pour usinages mécaniques sans enlèvement de matériau, avec l'impact imposé constructivement pour le transfert et l'indexation, ainsi que les caractéristiques générales des trois types et dimensions de modules déterminés selon le diamètre du plateau de la table rotative.

Les expérimentations effectuées par l'auteur dans les laboratoires ICTCM ont permis **d'établir le nombre optimal d'indexations** de la table rotative. L'auteur présente également une série de projets réalisés qui utilisent ce genre de systèmes modulaires de transfert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 8, 8 fig., 1 tabl., 7 réf.

CD : 621-52:625-44

Topal, D. : **Systèmes d'alimentation avec des pièces dans le processus de montage**

On présente et on analyse les principaux **composants du système d'alimentation avec des pièces d'un montage automatisé.** Dans le cadre de l'ouvrage, on a décrit les principaux modes de résoudre les phases technologiques spécifiques au système d'alimentation : entreposage, orientation, transfert des pièces vers le poste de travail, séparation et transfert des pièces orientées sur les dispositifs porteurs. A la fin de l'ouvrage, on présente quelques-unes des réalisations de l'ICTCM dans ce domaine.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 8, 10 fig., 4 tab., 6 réf.

CD : 621-52:625-44

Topal, D. : **Systèmes modulaires de machines pour le montage**

La construction modulaire constitue l'une des principales voies de réaliser la flexibilité du système de montage. L'article décrit les principes capables de résoudre **le système modulaire d'un montage ;** on mentionne, en même temps, les principaux avantages découlant de l'application du système modulaire au montage.

On présente, en conclusion, deux réalisations de l'ICTCM dans ce domaine.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 8, 6 fig., 6 ré.

CD : 621-884

Ermaliuc, V. : **Equipements de rivetage par roulement**

On mentionne les avantages qu'offre le rivetage par roulement en comparaison avec d'autres procédés de rivetage, en vue d'automatiser et de mécaniser les assemblages respectifs. On décrit la cinématique des procédés de rivetage par roulement tangential et roulement radial. **L'analyse expérimentale comparative** des deux procédés de roulement et **les diagrammes technologiques** relatifs aux dimensions et au matériau d'exécution du rivet, **ont permis à l'auteur d'expliquer la supériorité du roulement tangentiel du vue de la productivité.** L'auteur indique toutefois qu'en pratique, les trois types et dimensions de machines à riveter réalisées sont équipées de têtes de rivetage fonctionnant conformément aux deux procédés.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 8, 5 fig., 1 tabl., 5 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621-52

Crişan, I. : **Flexible Fertigungssysteme**

Im allegemeinen Kontext der von der gegenwärtigen Technologie verzeichneten Fortschritte behauptet sich die **Automatisierung der diskontinuierlichen Systeme** ; gemäß dem aktuellen Konzept der Flexibilität oder der Anpassung der Systeme an den laufenden Änderungen der Technologie ist es praktisch möglich und effizient die Automatisierung auch auf den Gebiet der Fließfertigung in kleinen und mittelgroßen Serien, ja sogar im Bereich der Unikatfertigung zu erweitern, was für die rumänische Volkswirtschaft vom besonderen Interesse ist. Der Autor hebt hervor, daß heute in der Organisation der flexiblen Technologie **„die Spezialisierung — das Produkt"** vorherrschen, wobei auf einer Linie verschiedenartige Arbeitsgänge ausgeführt werden. Hervorgehoben werden der modulartige Konzept, der dem Begriff der flexiblen technologischen Systeme zugrunde liegt, das Problem des ümsichtigen Energieverbrauchs und die Verfügbarkeit der automatischen Systeme wie auch einige Betrachtungen hinsichtlich der rechnergestützten integrierten Projektierungs — und Fertigungsmethoden, die künstliche Intelligenz. Abschließend werden auch die sozial — ökonomischen Aspekte erwähnt, die sich aus der Erweiterung der Automatisierung mit Hilfe von flexiblen Systemen ergeben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 8, 4 Fig., 7 Lit.

DK : 621-52:625.44

Topal, D. : **Einige Aspekte der flexiblen automatisierten Montage**

In diesem Beitrag werden die Faktoren präsentiert und analysiert, die zur Realisierung einer flexiblen Montage mit hoher Wirtschafsseffizienz beitragen. Es werden gleichzeitig die erforderlichen Bedingungen für eine rentable automate Montage, die Anwendungsbereiche für die Montagegrundsysteme und die Art in der **die optimale Flexibilität ermittelt** angegeben. Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß das Transfersystem eine Grundkomponente einer automatisierten Montage darstellt, werden im Beitrag einige Vergleichskriterien der wichtigsten Transferkonzepte innerhalb der automatisierten Montage und ein Programm zur Optimierung der möglichen Lösungen präsentiert. Abschließend werden auch zwei Leistungen das ICTCM in diesem Bereich beschrieben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 8, 9 Fig., 9 Lit.

DK : 338.062.215

Florea, Gh. : **Systeme des linearen Transfers**

Im Beitrag wird die Möglichkeit des **linearen Transfers im offenen oder geschlossenen Umlauf** der Werkstücke auf den Montagelinien analysiert. Zur Steigerung der Flexibilität dieser Linien hat man sich für die Typisierung der Bestandteile der Fördereinrichtungen deren Band vom Type Riemen ist oder über Gelenkketten oder über Ketten und Rollen verfügt, entschieden. Veröffentilicht werden auch die typisierten Werte. Die erwähnten Fördereinrichtungen wurden in den von ICTCM entwickelten und ausgeführten mechnisierten und automatisierten Linien für die Montage der Wasser — und Benzinpumpen für den Motor des Pkws DACIA-1300, der Manometer und Hupen, der verschiedenen elektrischen Aggregate (Patronensicherungen, Doppelstiftstecker, Sicherungen u.a.) integriert. Erwähnt werden auch die wichtigsten Probleme zu deren Lösung beharrliche Untersuchungen erforderlich waren.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 8, 6 Fig., 4 Tab., 5 Lit.

DK : 338.062.215

Ermaliuc, V. : **Transfersysteme mit Umlaufbewegung**

Der Autor beschreibt einige Aspekte der Tätigkeit zur Typisierung der modulartigen Bestandteile für die Transferysteme mit Umlaufbewegung, die für die Bestückung der Montageaggregate zur Ausführung des Zusammenbaus bestimmt sind. Präsentiert werden die Klassifikation der Tranfersysteme für die spanlose maschinelle Bearbeitung mit konstruktiv bestimmten Transfer — und Indexierungstakt und die allgemeinen Kennzeichen der drei Typengrößen, die gemäß dem Planscheibendurchmesser des Drehtisches festgelgt wurden. Infolge der vom Autor in den ICTCM-Labors durchgehührten Versuche wurde die Bestimmung der optimalen Zahl der Drehtischindexierungen möglich. Anschließend präsentiert der Autor einige der ausgeführten Projekte, die derartige modulartig gegliederte Transfersysteme verwenden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 8, 8 Fig., 1 Tab., 7 Lit.

DK : 621-52:625.44

Topal, D. : **Werkstückzuführungssysteme**

Beschrieben und analysiert werden die wichtigsten **Bestandteile des Werstückzuführungssystems** in **der automatisierten Montage.** Im Beitrag werden die wichtigsten Lösungen der für das Zuführungssystem spezifischen technologischen Phasen beschrieben : Lagerung, Orientierung, Transfer der Werkstücke zum Arbeitsposten, Trennung und Transfer der orientierten Werkstücke zu den Haltevorrichtungen. Im Beitrag werden abschließend einige vom ICTCM in diesem Bereich erzielten Leistungen präsentiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 8, 10 Fig., 4 Tab., 6 Lit.

DK : 621-52 '25.44

Topal, D. : **Modulartige Montagemaschinensysteme**

Einer der wichtigsten Wege zur Erzielung der Flexibilität des Montagesystems ist die modulartige Ausführung der Konstruktion. Im Beitrag werden die Lösungsprinzipien des **Modulierungssystems in der Montage** beschrieben ; gleichzeitig werden auch die wichtigsten Vorteile erwähnt, die sich aus der Anwendung des Modulierungssystems in der Montage ergeben. Abschließend werden zwei der von ICTCM in diesem Bereich erzielten Leistungen präsentiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 8, 6 Fig., 6 Lit.

DK : 621.884

Ermaliuc, V. : **Wälznietanlagen**

Es werden die Vorteile der Wälznietung im Vergleich zu anderen Nietverfahren hinsichtlich der Automatisierung und Mechanisierung der betreffenden Verbindungsverfahren erwähnt. Beschrieben wird die Kinematik der Nietverfahren durch tangentialen und radialen Wälzen. Infolge der vergleichenden experimentellen Analyse der beiden Wälzverfahren aufgrund von technologischen Diagrammen, die sich auf die Nietabmessungen und den Werkstoff aus dem der Nietbolzen angefertigt wird, beziehen, **erläutert der Autor die Superiorität — vom Standpunkt der Produktivität — des tangentialen Wälzens.** Der Autor zeigt aber, daß die drei Typengrößen der gebauten Nietmaschinen mit Nietbolzenköpfe ausgestattet sind, die beiden Verfahren geamäß arbeiten.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 8, 5 Fig., 1 Tab., 5 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621—52

Кришан, И. : **Гибкие производственные системы**

В общем контекте прогресса современной технологии требуется **автоматизация прерывных систем** ; в настоящем понятии **гибкости** или адаптирования систем к текущим изменениям технологии, фактически возможно и эффективно расширение и в области мало-и среднесерийного производства, даже единичных деталей, чем интересуется в большой степени и наше народное хозяйство. Автор подчеркивает, что сегодня, в организации гибкой технологии преодолевает **„специализация изделия“**, сочетая в рамках же линии операции различного происхождения. Особое значение придают модульной концепции, лежащей в основе понятия гибких технологических систем, вопросу рационального расхода энергии и возможностям автоматизированных технологических систем, а также ряду соображений о интегрированных систем проектирования и производства при ЭВМ, искусственному уму. В заключении, автор напоминает о официально-экономических аспектах, вытекающих из расширения автоматизации при помощи гибких систем.

„Construcţia de maşini“ 35 (1983),
н. 8, 4 рис., 7 лит.

ДК : 621-52 : 625.44

Топал, Д. : **Аспекты гибкой автоматизированной сборки**

В этой работе представлены и рассмотрены факторы, содействующие реализации гибкой сборки и высокой экономической эффективности. Также, показаны условия, необходимые для полезной автоматической сборки и способ **определения оптимальной гибкости.** Имея ввиду, что система перехода является основной частью автоматизированной сборки, в работе был представлен ряд критерий сравнения **главных понятий перехода** в рамках автоматизированной сборки и **программа оптиматизации возможных решений.** В конечном итоге, представлены два достижения института I.C.T.C.M., в этой области.

„Construcţia de maşini“ 35 (1983),
н. 8, 9 рис., 9 лит.

ДК : 388.062.215

Флореа Г. : **Системы линейного перехода**

Статья анализирует возможность **линейного перехода** деталей на сборочной линии, в **замкнутой или незамкнутой цепи.** В целях **увеличения гибкости этих линий,** приняли для **типизации элементов** составных конвейеров ремного типа или с шарнирными цепями, или с шарнирными цепями, или с цепями и роликами. Посазаны эти типизаны эти типизированные значения. Вышеуказанные конвейеры были интегрированы в механизированные или автоматизированные сборочные линии, проектированные и изготовленные в I.C.T.C.M., для сборки водяных и бензинных насосов двигателя ДАЧИЯ 1300, манометров и автомобильных клаксонов, различных электроагрегатов (трубчатых предохранителей, двухполюсных штепселей, предохранителей, и т.д.). Напоминают о более важных вопросах, для решения которых необходимы серьезные опытные исследования.

„Construcţia de maşini“ 35 (1983),
н. 8, 6 рис., 4 табл., 5 лит.

ДК : 338.062.215

Эрмалюк В. : **Системы перехода ротационным движением**

Автор описывает рдя аспектов деятельности типизации составных модулей систем перехода ротационным движением, предназначенных для оснастки сборочных агрегатов в целях реализации сборочных операций. Таким образом представлена классификация систем перехода для механической обработки, без удаления матернала, с конструктивной ощупью для перехода и индексом, а также общие характеристики трех модульных типоразмера, определенных согласно диаметру стола ротора. В результате опытных работ автора, в лабораториях I.C.T.C.M., возможно было **определение оптимального числа индексировки** ротора. Автор представляет также ряд пректов, использующих такие модульные системы перехода.

„Construcţia de maşini“ 35 (1983),
н. 8, 8 рис., 1 табл., 7 лит.

ДК : 621—52 : 625.44

Топал, Д. : **Системы снабжения деталями в сборочном процессе**

Представлены и рассмотрены главные **составные системы снабжения** деталями при **автоматизированной** сборке. В работе были описаны главные способы решения технологических фаз, специфических системе снабжения : складирование, ориентировка, переход деталей ок рабочему посту, отделение и переход направленных деталей к держательным устройствам. Для уточнения, в конце работы были представленъ достижения института I.C.T.C.M., в этой области.

„Construcţia de maşini“ 35 (1983),
н. 8, 10 рис., 4 табл., 6 лит.

ДК : 338.062.215

Эрмалюк, В. : **Системы перехода ротационным движением**

Автор описывает ряд аспектов деятельности типизации составных модулей систем перехода ротационным движением, предназначенных для оснастки сборочных агрегатов в целях реализации сборочных операций. Таким образом представлена классификация систем перехода для механической обработки, без удаления материала, с конструктивной ощупью для перехода и индексом, а также общие характеристики трех модульных типоразмера, определенных согласно диаметру стола ротора. В результате опытных работ автора, в лабораториях I.C.T.C.M., возможно было **определение оптимального числа индексировки** ротора. Автор представляет также ряд проектов, использующих такие модильные системы перехода.

„Construcţia de maşini“ 35 (1983),
н. 8, 8 рис., 1 табл., 7 лит.

ДК : 621—52 : 625.44

Топал, Д. : **Системы снабжения деталями в сборочном процессе**

Представлены и рассмотрены главные **составные системы снабжения** деталями при **автоматизированной сборке.** В работе были описаны главные способы решения технологических фаз, специфических системе снабжения : складирование, ориентировка, переход деталей к рабочему посту, отделение и переход направленных деталей к держательным устрийствам. Для уточнения, в конце работы были представлены достижения института I.C.T.C.M., в этой области.

„Construcţia de maşini“ 35 (1983),
н. 8, 10 рис., 4 табл., 6 лит.

CZ : 621.882

Olariu, N. : **Elemente modulare pentru echipamente de înşurubare**

Problema prezentată în cadrul acestui articol îşi are importanţa cuvenită dacă se are în vedere că asamblările demontabile prin intermediul şuruburilor ocupă un vast domeniu în contextul general al operaţiilor de montaj. Pentru integrarea echipamentelor de înşurubare pe liniile de montaj automat autorul indică modul de rezolvare a unor etape preliminare, cum ar fi alimentarea automată cu şuruburi şi controlul parametrilor de înşurubare. Autorul prezintă, în acest sens, **rezultatul experimentărilor proprii,** care stabilesc **interdependenţa** dintre **momentul de înşurubare şi deplasarea unghiulară** a capului şurubului. În continuare, se arată unele aspecte din decursul asimilării modulelor pentru echipamentele de înşurubare şi a elementelor acestor echipamente ca de exemplu : alimentatoare-vibratoare, selectoare, capete de fixare-centrare a şuruburilor, unităţile de lucru, unităţile de avans, module mecano-electrice de limitare a momentului, modul tensometric de control al momentului.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 9 fig., 5 ref. bibl.

DC : 621.882

Olariu, N. : **Modular Elements for Screwing Equipment**

The problem submitted in this paper has its own importance, if we are to take into account that screwed assemblies are widely used for mounting operations. In order to include the screwing equipment on the automated mounting lines, the author points out to the manner of solving two preliminary stages, such as the automated screw supply and the screwing parameters control. The author presents the result of his own experiments while establishing the interdependence between the **screwing moment** and the **angular displacement** of the screw head. The paper further gives certain aspects from the taking up of the modules for screwing equipment and of the elements making them up, such as : cushion feeders, selectors, screw fixing — centering heads, operation units, feed units, mechano-electric moment limiting modules, moment control strain measuring module.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 9 fig., 5 bibl. papers

---

CZ : 621-52:625.44

Crişan, Gabriela, Moldoveanu, M. : **Montajul automatizat în industria automobilelor**

Se prezintă stadiul actual şi perspectivele montajului automatizat, în cadrul situaţiei existente în industria mondială a automobilelor. Astfel, după ce se analizează **concret** starea automtizării montajului autovehiculelor şi principalele dificultăţi care frînează mecanizarea şi automatizarea montajului **în prezent,** se arată perspectivele de dezvoltare ale montajului subansamblelor şi ale celui final. În continuare, sînt descrise şi analizate unele din realizările mai importante din acest domeniu şi care înzestrează industria noastră auto şi de piese auto, în plină dezvoltare, de la Piteşti, Craiova, Scornicesti, Sinaia, Sf. Gheorghe, Sibiu etc.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 10 fig., 1 tab., 7 ref. bibl.

DC : 621-52:625.44

Crişan, Gabriela, Moldoveanu, M. : **Automated Mounting in the Motor Car Industry**

The present stage and prospects of automated mounting is shown as part of the situation existing in the motor car world industry. A **concrete** analysis of the motor car automated mounting condition and of the main difficulties hampering the mechanized and automated mounting **at present** is followed by the **development prospects** of subassemblies and final mounting. A description and analysis are further given of some of the most important achievements in the field equipping the Romanian motor car and car components industriy in full sewing at Piteşti, Craiova, Scornicesti, Sinaia, Sfintu Gheorghe, Sibiu etc.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 10 fig., 1 table, 7 bibl. papers

---

CZ : 621.896

Topologanu, M. : **Elemente pentru instalaţii de gresare dozată cu unsoare consistentă**

Liniile automate şi mecanizate conţin, printre elementele noi, componente asimilate şi elemente necesare pentru instalaţiile de gresare cu unsoare consistentă ; acestea au fost proiectate, încercate şi introduse în fabricarea şi exploatarea curentă de către autor. Pentru aceasta s-au utilizat elemente tipizate, executate de diverse întreprinderi din ţară, folosind însă şi experienţa unor firme de specialitate, de renume mondial. Se prezintă principiile funcţionale şi constructive ale instalaţiei de pompare şi ale dozatoarelor-distribuitoare ale unsorii consistente. Elementul specific cel mai interesant al acestora îl constituie **caracterul de universalitate în ceea ce priveşte calitatea** unsorilor consistente folosite, fără a exista pericolul dezamorsării pompei.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 8, 2 fig., 7 ref. bibl.

DC : 621.896

Topologeanu, M. : **Elements for Proportioned Greasing Installations**

The automated and mechanized lines include, among the new elements, components already taken up and elements necessary for the greasing installations ; the latter have been designed, tested and taken up into serial manufacture and operation by the author. Typified elements made by various units in the country have been used thereto, alongside the experience of certain specialist firms of international reputation. The operating and design principles are presented of the pumping installation and grease proportioning distributors. Their most intersting specific element is **the universal character of the high quality** greases used, without the pump getting deprimed.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 8, 2 fig., 7 bibl. papers

CD : 621-882

Olariu, N. : **Eléments modulaires pour équipements de vissage**

Le problème présenté dans cet article se révèle assez important si l'on tient compte du vaste domaine qu'occupent les assemblages démontables par l'intermédiaire des vis dans le cadre général des opérations de montage. En vue d'intégrer les équipements de vissage aux lignes de montage automatiques, l'auteur indique le mode de résoudre une série d'étapes préliminaires, par exemple : l'alimentation automatique avec des vis et le contrôle des paramètres de vissage. Dans ce sens, l'auteur présente **le résultat de ses propres expérimentations** qui établissent **l'interdépendance** existant entre **le moment de vissage** et le **déplacement angulaire** de la tête de la vis. On montre ensuite certains aspects observés pendant l'assimilation des modules destinés aux équipements de vissage et des éléments de ces équipements, par exemple : alimentateurs-vibreurs, sélecteurs, têtes de fixation-centrage des vis, unités de travail, unités d'avance, modules mécano-électriques de limitation du moment, module tensiométrique de contrôle du moment.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 8, 9 fig., 5 réf.

CD : 621-52:625-44

Crișan, Gabriela, Moldoveanu, M. : **Montage automatisé dans l'industrie de l'automobile**

On présente la situation actuelle et de perspective du montage automatisé, dans le cadre existant dans l'industrie de l'automabile dans le monde. Après une analyse **concrète** de l'état de l'automatisation du montage des véhicules et des principales difficultés qui freinent **à présent** la mécanisation et l'automatisation du montage, on montre les perspectives de développement du montage des sous-ensembles et du montage final. On décrit et on analyse ensuite une série de réalisations importantes dans ce domaine, qui sont appliquées dans notre industrie de l'automobile et des pièces auto ; il s'agit des entreprises, en plein développement, de Pitești, Craiova, Scornicești, Sinaia, Sf. Gheorghe, Sibiu, etc.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 8, 10 fig., 1 tabl., 7 réf.

CD : 621-896

Topologeanu, M. : **Eléments pour installations de graissage dosé à graisse consistante**

Parmi les éléments nouveaux, les chaînes automatiques et mécanisées comportent des composants assimilés et des éléments nécessaires aux installations de graissage avec des graisses consistantes ; conçus et testés, ces éléments ont été introduits en fabrications et en exploitation courante par l'auteur. A cette fin, on a utilisé des éléments standardisés, exécutés par différentes entreprises du pays, en utilisant toutefois l'expérience de certaines firmes spécialisées de renom mondial. On présente les principes fonctionnels et constructifs de l'installation de pompage et des doseurs-distributeurs de graisse consistante. L'élément spécifique et le plus important de ces éléments est constitué par **le caractère d'universalité en ce qui concerne la qualité** des graisses consistantes utilisées, excluant le risique de désemorçage de la pompe.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 8, 2 fig., 7 réf.

DK : 621.882

Olariu, N. : **Modulartige Elemente für Verschraubungsanlagen**

Das im vorliegenden Beitrag behandelte Problem hat seine Bedeutung, wenn man in Betracht zieht, daß die mit Hilfe von Schrauben hergestellten lösbaren Verbindungen im allgemeinen Kontext der Montagearbeiten eine wichtige Stelle einnehmen. Der Autor beschreibt die Lösung einiger der vorbereitenden Etappen hinsichtlich der Eingliedurung der Verschraubungsanlagen in die automaten Montagelinien und zwar : die automate Zuführung der Schrauben und die Steuerung der Verschraubungsparameter. In diesem Sinne präsentiert der Autor **das** Ergebnis der eigenen Versuche, die **die gegenseitige Wechselbeziehung** zwischen **dem Verschraubungsmoment** und der **Winkelverschiebung** des Schraubenkopfes bestimmen. Anschließend werden einige Aspekte aus der Fertigungsaufnahme der Module für die Verschraubungsanlagen und der Bauelemente dieser Anlagen beschrieben wie z.B. : Schüttelspeiser, Trennvorrichtungen, Fixier — und Zentrierköpfe der Schrauben, Arbeitseinheiten, Vorschubeinheiten, mechanisch-elektrische Bausteine zur Momentbegrenzung, tensometrischer Modul zur Momentsteuerung.

Construcția de mașini, 35 (1983), Nr. 8, 9 Fig., 5 Lit.

DK : 621-52:625.44

Crișan, Gabriela, Moldoveanu, M. : **Automatisierte Montage in der Krahtfahrzeugindustrie**

Präsentiert werden der gegenwärtige Stand und die Perspektiven der automatisierten Montage innerhalb der Kraftfahrzeugindustrie auf Weltebene. Nach einer **konkreten** Analyse der Lage der Automatisierung in der Montage der Kraftfahrzeuge und der wichtigsten Hindernisse, die die Mechanisierung und Automatisierung **gegenwärtig** hemmen, werden die Entwicklungsperspektiven in der Montage der Bauteile wie auch in der Endmontage beschrieben. Anschließend werden einige wichtigeren Leistungen in diesem Bereich beschrieben und analysiert mit denen die in voller Entwicklung begriffene rumänische Autoindustrie und die Ersatzteileindustrie in Pitești, Craiova, Scornicești, Sinaia, Sfîntu Gheorghe, Sibiu u.a. ausgestattet sind.

Construcția de mașini, 35 (1933), Nr. 8, 10 Fig., 1 Tab., 7 Lit.

DK : 621.896

Topolegeanu, M. : **Elemente für die Anlagen zur dosierten Starrfettschmierung**

Die automaten und mechanisierten Linien enthalten unter den neuen Elementen die Bauteile und Elemente, die für die Starrfettschmieranlagen erforderlich sind ; diese wurden vom Autor entwickelt, überprüft, in Fertigung genommen und in den laufenden Betrieb eingeführt. Werwendet wurden dabei typisierte Elemente, die von verschiedenen Betrieben des Landes erstellt wurden, wie auch die Erfahrung einiger Fachfirmnen von Weltruf. Beschrieben werden die Betriebs — und bautechnischen Prinzipien der Pumpenanlagen und der Anlagen zur Starrfettdosierung und — verteilung. Ihr interessantestes kennzeichnendes Element ist der **universelle Charakter hinsichtlich der Qualität** der verwendeten Starrfette, wobei die Gefahr, daß die Pumpe außer Betrieb geraten könnte, ausgeschaltet ist.

Construcția de mașini, 35 (1983), Nr. 8, 2 Fig., 7 Lit.

ДК : 621.52 : 625.44

Топал, Д. : **Модульные системы сборочных машин**

Один из главных методов реализации гибкости сборочных систем — это модулирование изготовления. В статье описаны принципы развития **системы модулирования при сборке :** в то же время даны и главные выгоды, вытекающие из применения системы модулирования при сборке. В заключении, представлены два достижения института I.C.T.C.M. в этой области.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 8, 6 рис., 6 лит.

ДК : 621.884

Эрмалюк, В. : **Оборудование накаточного заклепывания**

Подчеркиваются выгоды накаточного заклепывания по сравнению с другими методами заклепки, в целях автоматизации и механизации соответствующих узлов. Описывается кинематика методов **тангенциальной и радиальной накаточной заклепки.** В результате **сравнительного опытного анализа** обоих методов наката, **на основе ряда технологических диграмм** о размерах и материале изготовления заклепки, **автор объясняет превосходство, с точки зрения продуктивности, тангенциальной накатки.** Но, практически, автор демонстрирует, что все три типоразмера машин заклепывания оснащены головками заклёпывания, работающими согласно обоим методам.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 8, 5 рис., 1 табл., 5 лит.

ДК : 621.882

Оларіу, Н. : **Модульные элементы для оборудования свинчивания**

Вопрос, представленный в этой работе имеет свое особое значение, если учитывать то, что разборные узлы посредством винтов, занимают широкую область в общем контексте сборочных операций. Для интегрирования оборудования завинчивания на автоматических сборочных линиях, автор дает способ решения ряда предтворительных этапов, как : автоматическое снабжение винтов и контроль параметров свинчивания. Автор представляет, в связи с этим **результат собственных опытов,** определяющий **соотношением** между **моментом свинчивания** и **угловым переменом** головки винта. Дальше, описываются аспекты освоения модулей для оборудования свинчивания и элементов этого оборудования, как : снабжители — вибрирующие устройства, селекторы, головки закрепления — центровки винтов, рабочие единицы, единицы подачи, электромеханические модули распределения момента, тенсометрический модуль контроля момента.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 8, 9 рис., 5 лит.

ДК : 621—52 : 625.44

Кришан Габриела, Молдовану, М. : **Автоматизированная сборка в автомобилестроении**

Представляется актуальная стадия и перспективы автомобилизированной сборки, в рамках актуального положения в мировой промышленности автомобилей. Таким образом, как анализируются **конкретно,** положение автоматизации сборки автомобилей и главные трудности, мешающие механизации и автомобилизации сборк в **настоящее время,** даются **перспективы развития** сборки узлов и конечной сборки. Дальше, описываются и анализируются ряд важнейших достижений в этой области и которые оснащают наше автомобилестроение и производство автодеталей, на разгаре, на предприятия в городах Питешти, Крайова, Скорничешти, Синая, Св. Георге, Сибиу и т.д.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 8, 10 рис., 1 табл., 7 лит.

ДК : 621.896

Тополоджеану, М. : **Элементы для установки дозированного смазывания консистентной замазкой**

Автоматические и механизированные линии содержат, между прочим, новые элементы, освоенные составные и элементы для установок смазывания консистентными смазки ; они были спроектированными, испытанными и освоенными в производство и текущую эксплуатацию автором. Для этого были использованы типизированные элементы, изготовленные различными предприятиями в Румынии, используя также и опыт ряда специализированных фирм мировой известности. Даются функциональные и конструктивные принципы насосной установки и дозаторов — распределителей консистентной смазки. Наиболее интересный специфический элемент этих установок составляет **характер универсальности с точки зрения качества,** используемых консистентных смазок, без наличия опасности разрядки насоса.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н 8, 2 рис., 7 лит.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

I. C. T. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Șos. Olteniței nr. 105, sector 4
București — 75651
Telefon 83.21.70. Telex 10233

Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini, înființat încă din anul 1955, are o bogată experiență în cercetare și proiectare tehnologică specifică construcțiilor de mașini. În cadrul institutului se desfășoară trei tipuri de activități :

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricație) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea și optimizarea procedeelor, regimurilor sau rețelelor tehnologice în domeniile : prelucrărilor prin așchiere, ștanțare, ambutisare și prin tehnologii neconvenționale, manipulării automate, montajului mecanizat și automatizat, acoperirilor de protecție și decorative, controlului activ, interoperațional și final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate și sisteme complexe de fabricație pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea mașinilor speciale, dispozitivelor și sculelor

3. Execuția, în limita capacităților propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistență tehnică pentru punerea în funcțiune la parametrii proiectați a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ: ● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea și îmbunătățirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator și în producție a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuție pentru liniile, mașinile, dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secțiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcția în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuția de prototipuri de mașini și dispozitive și experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricația de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură și control interoperații și final, proiectarea și executarea utilajelor necesare controlului și sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea și executarea de bancuri de probă pentru studii de laborator și fabricația de serie ; ● Organizarea fabricației, transportului intern și depozitării în secțiile și atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea și urmărirea producției ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum și pentru planificare, lansare și urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistență tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate și pentru punerea în funcțiune a utilajelor proiectate și executate ; ● Acordarea de licențe, know-how și punerea la dispoziție a documentației de execuție pentru lucrările elaborate de institut.

Activitatea I.C.T.C.M. București privind mecanizarea și automatizarea montajului

Pentru industria construcțiilor de mașini din țara noastră automatizarea montajului reprezintă un obiectiv important din Programul-directivă de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și de introducere a progresului tehnic pe perioada imediat următoare, aprobat de către Congresul al XII-lea al P.C.R., fiind principala cale pentru „generalizarea mecanizării, în scopul sporirii mai rapide a productivității muncii".

În ultimul timp, în domeniul raționalizării montajului în construcția de mașini, s-au concentrat numeroase elemente tehnice noi, care tind să schimbe fundamental tehnologiile convenționale.

Mecanizarea și automatizarea montajului reprezintă una dintre cele mai importante rezerve de creștere a productivității muncii în întreprinderi.

Din activitatea complexă a I.C.T.C.M. (Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini) trebuie subliniată preocuparea adaptării utilajelor de montaj la specificul producției și economiei din țara noastră, caracterizată prin serii de fabricație mici și mijlocii și prin necesitatea prevederii posibilităților de extindere ulterioară a automatizării.

În acest sens, I.C.T.C.M., printre primii în Europa, a precizat introducerea liniilor de montaj flexibile, asincrone.

Concepțiile noi în domeniul montajului mecanizat și automatizat au fost aplicate cu succes în industria electrotehnică, în industria de rulmenți, de mașini-unelte și mecanică fină, în industria auto și accesorilor auto, pentru industria armăturilor industriale și pompe, a echipamentelor tehnologice și miniere. Pentru realizarea acestor linii s-au conceput elemente modulare tipizate ca de exemplu: transportoare cu bandă și cu lanțuri, alimentatoare vibratoare liniare și circulare, mîini mecanice și manipulatoare, manipulatoare pneumatice, mese rotative indexate, prese pentru montaj cu acționare hidraulică și pneumatică, echipament de înșurubare, echilibrori rotativi gravitaționali, ș.a.

În legătură cu aceste probleme actuale specialiștii din I.C.T.C.M. au colaborat cu cei din R. P. Bulgară, în cadrul unei consfătuiri tehnico-științifică la RUSSE în perioada 17—20 Ianuarie 1983.

În cele ce urmează se prezintă unele dintre lucrările caracteristice ale I.C.T.C.M. prezentate cu această ocazie și care intră în preocupările sale curente.

Dr. ing. Gabriela Crișan

CZ : 621-52

Sisteme de fabricație flexibile

Ing. Ion **CRIȘAN** — I.C.T.C.M. București

Conceptul de automatizare flexibilă

Se poate afirma că, datorită progreselor tehnologiei contemporane, extinderea largă a producției automate a trecut din faza de prognoză în aceea de proiect. Cu alte cuvinte s-au precizat unele imagini ale sistemelor tehnologice automate, capabile să producă și în domeniile care pînă nu de mult păreau rezervate muncii umane. În acest sens, sînt de scos în evidență progresele făcute în automatizarea sistemelor **discontinue,** a proceselor divizate într-un număr mare de operații de natură diferită, efectuate asupra unui flux discontinuu de „piese", așa cum se întîmplă în principal în industria prelucrării metalului, în electronică, în prelucrarea sticlei și porțelanului, a articolelor din mase plastice, în industria confecțiilor. Toate aceste procese fac parte din categoria celor cu consum mare de muncă (ergo-intensive), ceea ce reflectă de altfel rămînerea în urmă a nivelului de automatizare în raport cu procesele materialo- și energo-intensive, cu caracter continuu, din industriile metalurgice, chimice ș.a.

Chiar și în domeniul proceselor discontinue, automatizarea nu reprezintă o noutate absolută. În ultimele 3—4 decenii au căpătat o oarecare extindere sistemele automate în fabricația de

mare serie, în special în producția de automobile, ceasuri și articole electrice de larg consum, în care se asigură procesului un anumit caracter de continuitate, prin divizarea lui în operații simple și repetarea pe timp îndelungat, pe un anumit loc de lucru, a aceleiași operații, efectuate pe un șir fără sfîrșit de piese identice. Aceste sisteme automate au un grad avansat de **rigiditate,** deoarece schimbarea programului de fabricație, a operațiilor în sine și a succesiunii lor nu este posibilă. Elementul de noutate în concepția actuală despre automatizare îl constituie tocmai **flexibilitatea,** sau capacitatea de adaptare a sistemelor la modificări în tehnologie. Datorită sistemelor tehnologice flexibile, automatizarea pătrunde în domeniul fabricației de serii mici și mijlocii, chiar de unicate.

Accesibilitatea acestor trepte superioare de automatizare extinde mult variantele posibile de opțiuni la proiectarea liniilor tehnologice (fig. 1). În raport cu automatele convenționale (de tipul strungurilor automate, de exemplu), caracterizate prin posibilități restrînse de adaptare și prin necesitatea unor intervenții de lungă durată în vederea modificării sistemului de limitatoare mecanice pe care se bazează **programul,** sistemele automate cu memorie electronică permit schimbarea rapidă a programului, prin intermediul unor purtători de informații adecvați (benzi perforate, benzi și discuri magnetice), sau prin simplă comutare comandată de anumiți parametri ai procesului. În prezent au fost create sisteme care își adaptează programul în funcție de anumiți parametri ai procesului (de exemplu, în funcție de rezultatul unei operații de control).

Evident că nivelul național de automatizare depinde de mărimea seriilor de fabricație [1], dar față de situația actuală este de așteptat ca, în viitorul apropiat, aceste noi posibilități să permită trecerea la trepte superioare de automatizare, chiar și pentru loturi mai mici, de sute sau de mii de bucăți lunar.

Mijloace actuale de automatizare flexibilă

Am dezvoltat în lucrările [2] și [3] considerentele teoretice care fundamentează un mod nou de abordare a proiectării tehnologiilor flexibile, bazat pe prioritatea acordată concepției de sistem și pe structurarea modulară a acestora. În cele ce urmează vom descrie pe scurt, cu caracter de exemple, cîteva soluții tipice pentru industria construcțiilor de mașini. Urmînd aceeași succesiune logică a treptelor de automatizare și a determinării structurilor adaptate unei anumite relații între flexibilitatea cerută sistemului și complexitatea procesului, se pot stabili sisteme tehnologice tip pentru oricare domeniu de aplicație. De altfel conceptul de tehnologie-sistem depășește cadrul unui anumit procedeu tehnologic : majoritatea sistemelor sînt pluri-procesuale. În organizarea tehnologică flexibilă devine preponderentă **specializarea — produs,** față de **specializarea — proces** a fabricilor convenționale, ceea ce promovează, cumulează în cadrul unei aceleiași linii operații diferite ca prelucrări mecanice, asamblare, tratamente de suprafață, control de calitate. În descrierile următoare nu vom insista deci asupra mașinilor-unelte care compun

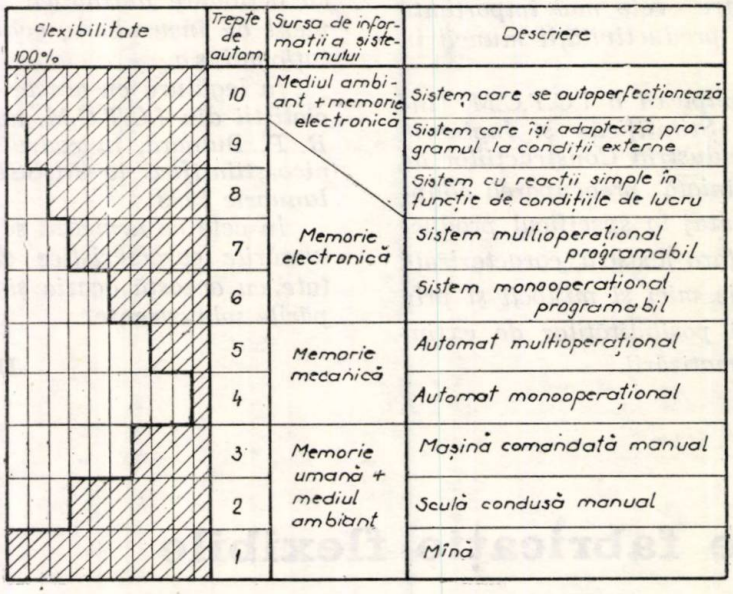


Fig. 1 Trepte de automatizare (după Stanford Institute)

sistemul și care pot fi extrem de diverse, oprindu-ne numai la cîteva caracteristici comune sistemelor în ansamblu.

Diagrama din figura 2 prezintă schematic cîteva tipuri reprezentative de sisteme tehnologice și domeniile lor preferențiale de utilizare, acestea din urmă în funcție de flexibilitatea dorită și de complexitatea procesului.

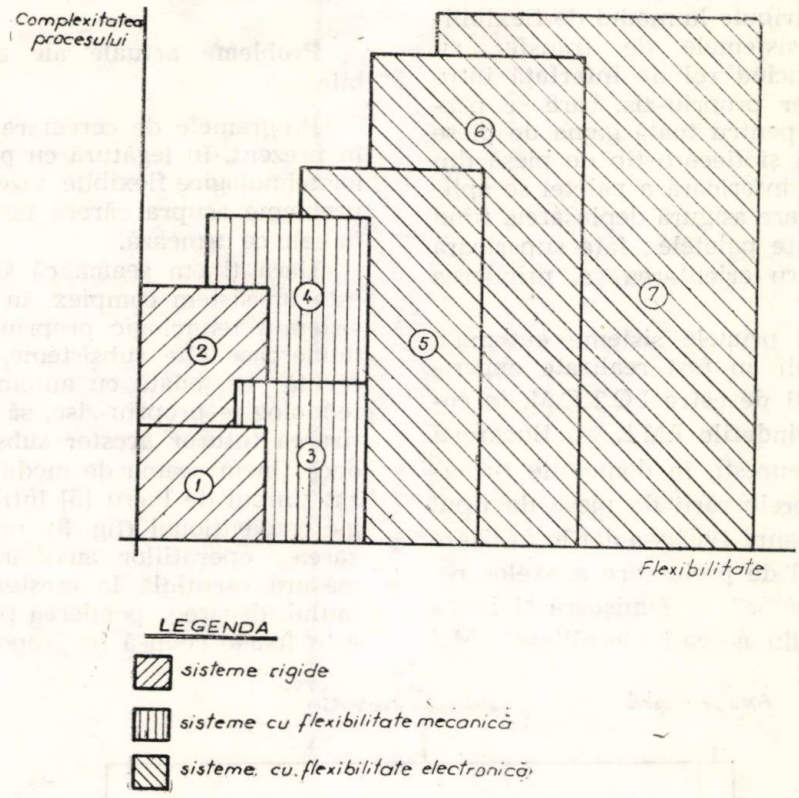


Fig. 2 Mijloace de automatizare a producției discontinue.

1 — sistem automat mecanic rigid ;
2 — linie automată mecanică rigidă ;
3 — sistem automat mecanic flexibil ;
4 — linie automată mecanică flexibilă ;
5 — sistem cu CN (comandă numerică) și manipulatoare ;
6 — sistem cu CND (comandă numerică de deplasare) și manipulatoare ;
7 — sistem cu CN (comandă numerică) și roboți.

Flexibilitatea s-ar putea traduce prin dimensiunea inversă a mărimii loturilor lunare, sau a duratei operațiilor de reglaj la anumite schimbări de tehnologie. Complexitatea procesului poate fi exprimată obiectiv prin numărul de operații diferite, numărul de poziții ale piesei în timpul lucrului, precizia de execuție ș.a.

Soluțiile convenționale rigide, utilizate exclusiv în producția de masă, sînt cele din cîmpurile **1** și **2** ; pentru procese simple se pot construi automate mecanice, pentru procese mai complexe mai multe automate mecanice se înlănțuie într-o linie cu transfer. Cîmpurile **5**, **6** și **7** oferă flexibilitate crescîndă. Liniile tehnologice de maximă flexibilitate sînt compuse din mașini-unelte cu comandă numerică, deci ale căror mișcări de lucru sînt controlate prin traductoare numerice de deplasare. Manipularea este preluată de roboți industriali [4]. Întregul sistem este condus de un minicalculator. În principiu o astfel de linie poate prelucra familii de piese extrem de diverse, ca de exemplu carcase paralelipipedice, discuri, roți dințate sau axe, în loturi minimale de cîteva zeci de bucăți.

Cîmpurile **3** și **4** reprezintă sisteme de automate mecanice, la care se asigură un grad superior de flexibilitate, fără a recurge la memorii și echipamente de comandă electronice. Aceasta este soluția optimă pentru linii de fabricație destinate unor grupe de piese strîns înrudite constructiv și funcțional, într-o concepție de tipizare avansată a produselor, de exemplu pentru chiulase de motoare diesel sau carcase de reductoare tipizate.

În raport cu sistemele cu memorie electronică, aceste sisteme tehnologice flexibile sînt mai robuste, au productivități ridicate și indici buni de disponibilitate. În timp ce, la primele, mișcările de lucru sînt controlate pas cu pas de traductori de deplasare, la acestea din urmă

cursele de lucru sînt fixe sau determinate prin limitatori mecanici. Flexibilitatea se realizează în principal prin **comutarea** unor module [2], cum ar fi de exemplu un bloc de scule sau chiar mașina care execută operația. Manipulatoarele incluse în astfel de sisteme au, de asemenea, posibilitatea comutării dispozitivelor de apucare (de prehensiune), pentru a apuca piese de dimensiuni diferite. Un alt element important care contribuie la modul de flexibilitate îl constituie sistemele de transfer cu **palete**, paletele jucînd rol de **interfață** între sistemul de transfer propriu-zis, care se păstrează neschimbat pentru toată gama de piese care se prelucrează și fiecare tip de piesă din această gamă. Fața inferioară a paletei se aplică pe dispozitivul care asigură deplasarea, fiind identică pentru toate paletele ; fața superioară este adaptată pentru orientarea și prinderea piesei respective.

În țara noastră primele sisteme automate cu roboți industriali au fost realizate experimental în anul 1981 de către I.C.T.C.M. în colaborare cu întreprinderile I.M.E. — București și „Aversa" — București, în domeniile turnării sub presiune, prelucrării de piese de tipul ax și al forjării. În anul 1982 s-a dat în utilizare industrială sistemul de prelucrare a axelor realizat la „Electromotor" — Timișoara și Institutul Politehnic din aceeași localitate. Mai multe sisteme flexibile mecanice au fost realizate în 1981—1982 de Institutul „Titan" București (prelucrări de roți dințate) și I.C.T.C.M. (montaj și tratamente de suprafață).

Pe plan mondial, numărul sistemelor flexibile care dotează industria construcțiilor de mașini este în creștere accentuată, mai ales în Japonia. Realizări interesante există în R.D.G. și Bulgaria. Ținînd seama de aceste tendințe, precum și de posibilitățile industriei românești de mașini-unelte, este necesar ca programul de creare a sistemelor flexibile modulare în țara noastră să fie accelerat.

Probleme actuale ale automatizării flexibile

Programele de cercetare care se desfășoară în prezent, în legătură cu promovarea sistemelor tehnologice flexibile, vizează cîteva grupe de probleme asupra cărora ne vom opri pe scurt în cele ce urmează.

Dacă ținem seama că sistemul tehnologic este un sistem complex, în cadrul căruia subsistemul tehnologic propriu-zis colaborează cu numeroase alte subsisteme, rezultă condiția cerută ca, odată cu automatizarea operațiilor tehnologice propriu-zise, să se asigure **automatizarea tuturor acestor subsisteme.** Mai mult, dacă ținem seama de modul în care este utilizat timpul de lucru [5] într-un sistem tehnologic convențional (fig. 3), rezultă că automatizarea operațiilor auxiliare contribuie într-o măsură esențială la creșterea eficienței sistemului, deoarece ponderea prelucrărilor efective este foarte redusă în raport cu timpul total petrecut de o piesă în atelier. Aceasta explică atenția care se acordă în prezent automatizării așa-ziselor „operații auxiliare", din care cele mai importante sînt :

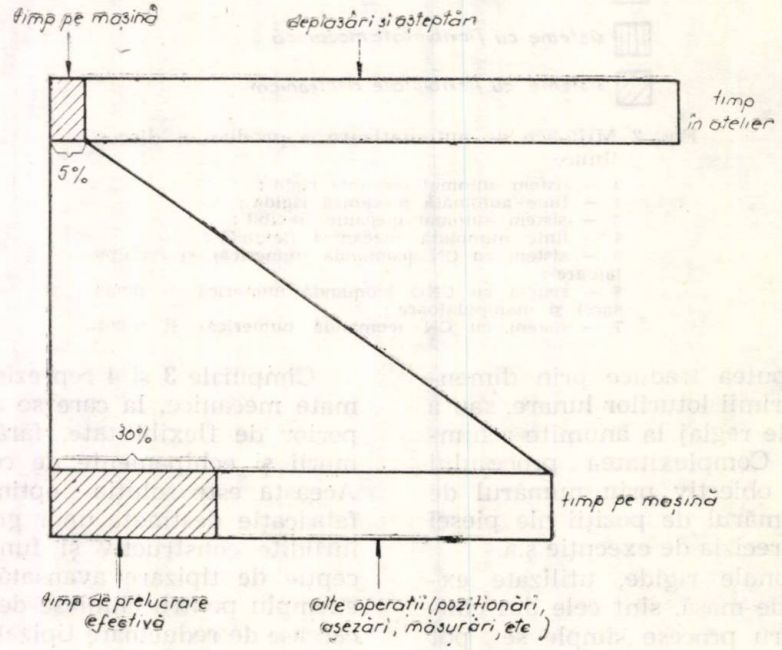


Fig. 3 Utilizarea timpului pe o mașină-unealtă (Lemaitre).

— depozitările ordonate la intrarea și ieșirea din sistem, precum și între operații, de existența acestor **rezerve** depizînd în mare măsură disponibilitatea sistemului ;

— manipularea pieselor între operații ; întrucît orientarea corectă a pieselor în timpul procesului este esențială, sarcina cea mai dificilă a subsistemului de manipulare constă în **menținerea orientării** inițiale, ceea ce se asigură prin **poziționare** exactă la fiecare loc de lucru ;

— controlul de calitate, cu diferitele lui funcțiuni : control dimensional, de etanșeitate, de funcționare corectă ș.a. la care se adaugă verificările de prezență, așezare și fixare corectă a pieselor în diferite puncte ale procesului ;

— circulația deșeurilor, a materialelor auxiliare și a diferitelor fluide de lucru (cazul șpanului și a lichidelor de răcire la prelucrarea prin așchiere).

In fiecare din cele patru direcții menționate mai sus, s-au elaborat în ultimii ani numeroase tehnologii noi, adaptate cerințelor funcționării sistemelor automate flexibile, din care unele fac apel la procedee neconvenționale (cum ar fi controlul dimensional cu laser), dar și mai numeroase probleme așteaptă, încă, rezolvarea. Să amintim doar, ca exemplu, problema eliminării **operațiilor murdare,** din care multe au rămas încă pe seama omului ; problema curățirii automate a mașinii la întreruperea lucrului nu a fost încă abordată, deși importanța ei economică și socială este evidentă.

La baza concepției sistemelor tehnologice flexibile stă **concepția modulară** [2]. Cu alte cuvinte, aceste sisteme se realizează prin combinarea unei structuri de module, prin modul înțelegînd un ansamblu care asigură independent o anumită **funcțiune** și care este astfel conceput încît să poată fi **interconectat** cu alte module, în cadrul unor sisteme tehnologice. Un grup de module destinate unor funcțiuni identice, dar avînd dimensiuni diferite, formează un **sistem de module.** În domeniul construirii mașinilor-unelte speciale, concepția modulară este aplicată de multă vreme, elementele componente tipizate pentru mașini-agregat fabricîndu-se curent de mai multe decenii. În prezent problema constă în extinderea concepției modulare la toate genurile de echipamente tehnologice și crearea de sisteme de module pentru diferitele funcțiuni care trebuie îndeplinite : efectuarea de mișcări de lucru, orientare și prindere, depozitare ordonată, alimentare, asamblare, control de calitate, vehicularea șpanului și a lichidelor de lucru ș.a. Totodată, se manifestă tendința creării de module pentru funcțiuni mai complexe, ca de exemplu așa numitele „box-type-capsule", module de strungire, de frezare, de tratament termic, ceea ce simplifică și mai mult structura sistemelor finale. Se poate prevedea ca dezvoltarea amplă a acestei concepții să aducă cu sine restructurări importante în întreaga industrie producătoare de utilaje tehnologice, atît sub aspectul proiectării, cît și al fabricației.

Problema consumului de energie rămîne fundamentală. Nu cumva extinderea largă a automatizării flexibile va duce la risipă de energie ? Nu cumva prin automatizare înlocuim omul, un sistem energetic foarte eficient, cu o tehnologie energo-intensivă ? De multă vreme însă omul cheltuiește pentru muncă energie exterioară, dar ca supraveghetor de sisteme tehnologice omul, lipsit de posibilitatea de a „simți" consumul de energie, nu o gospodărește bine. Sistemul tehnologic flexibil trebuie să asigure reducerea la minimum a pierderilor de energie. Aceasta se asigură, în principal, prin creșterea preciziei regimurilor tehnologice, creșterea randamentelor energetice la fiecare operație, recuperarea pierderilor inevitabile. Astfel, în cadrul unor sisteme tehnologice complexe, devine posibilă reutilizarea reziduurilor „in process", precum și cuplarea energetică a unor procese endoterme (de exemplu spălări) cu procese exoterme (de exemplu răciri). La proiectarea tuturor sistemelor tehnologice, trebuie să se aibă în vedere recuperarea pierderilor de energie.

Disponibilitatea constituie o altă problemă de bază în concepția sistemelor tehnologice flexibile. Cu cît sistemele devin mai complexe, cu atît probabilitatea unor incidente pe parcursul lucrului tinde să devină mai mare, astfel încît capacitatea reală de producție a unui sistem devine numai o fracțiune din capacitatea sa nominală :

$$K_r = \delta K_n \qquad (1)$$

în care — δ — este tocmai indicele de disponibilitate.

Se face îndeobște legătura între disponibilitatea sistemului și fiabilitatea sa, respectiv probabilitatea sa de defectare ca urmare a căderilor de elemente componente, în special componentele electronice, electrice, hidraulice și pneumatice fiind susceptibile de defectare. Disponibilitatea determinată de fiabilitatea sistemului este :

$$\delta_1 = \frac{m}{m + t_m} \qquad (2)$$

în care m este timpul mediu de bună funcționare, iar t_m durata indisponibilității sistemului după o defectare. Se știe că valoarea lui m depinde de fiabilitatea și de numărul elementelor componente cuplate în sistem, iar t_m are expresia :

$$t_m = t_a + t_e + t_r \qquad (3)$$

în care :

t_d reprezintă durata diagnosticării defectului ;

t_e — intervalul logistic sau durata necesară accesului la locul defectului a celor necesare pentru reparație (unelte și piese de schimb) ;

t_r — durata reparației propriu-zise.

Dar disponibilitatea sistemului depinde în același timp și de fiabilitatea procedeelor tehnologice aplicate pe fiecare loc de muncă : apariția unei piese defecte, execuția defectuoasă a unei manipulări sau uzura prematură a unei scule (acestea sînt numai exemple) trebuie să determine fie eliminarea piesei defecte, fie oprirea procesului în vederea efectuării remedierilor necesare. Indicele de disponibilitate rezultat în urma acestor incidente este dat de relația :

$$\delta_2 = \prod_{i=1}^{p} \left(1 - r_i - r_i \frac{t_t}{t_f}\right) \qquad (4)$$

în care :

p — este numărul de posturi de lucru legate în serie ;

r_i — rata defecțiunilor tehnologice la postul i ;

t_f — tactul de lucru al sistemului ;

t_t — timpul necesar repunerii în funcțiune a sistemului după defectare.

În final rezultă :

$$\delta = \delta_1 \cdot \delta_2$$

și ne putem aștepta, în unele cazuri, la valori extrem de scăzute ale lui δ, ceea ce are drept efect anularea efectelor economice scontate.

Analiza de mai sus permite o enumerare sistematică a obiectivelor care se urmăresc pentru creșterea disponibilității sistemelor tehnologice automate :

— ridicarea fiabilității elementelor componente folosite în structura sistemelor tehnologice flexibile ;

— exploatarea structurii modulare prin prevederea unor module de rezervă, situate în imediata apropiere a sistemului ;

— asigurarea accesului ușor la elementele cu fiabilitate redusă, precum și a posibilităților de decuplare și cuplare rapidă, uneori în detrimentul spațiului ocupat de sistem ;

— evitarea înscrierii directe a unui număr mare de posturi de lucru ; asincronizarea liniei prin magazine intermediare;

— fiabilitate ridicată a procedeelor de lucru, eliminarea influențelor cu caracter aleator (de ex. căderea liberă a corpurilor, efectele forțelor centrifuge, uzuri rapide ș.a.) ;

— ridicarea calității materialelor și pieselor care se introduc în proces.

Continuînd trecerea sumară în revistă a obectivelor de cercetare științifică în domeniul sistemelor tehnologice flexibile, trebuie să subliniem faptul că acestea nu reprezintă o țintă finală, un palier tehnologic în progresul tehnologic neîntrerupt, ci mai degrabă o etapă intermediară spre ceea ce am putea numi **sistemul integrat de proiectare și fabricație, asistat de calculator.** Într-adevăr această integrare nu face altceva decît să interconecteze sisteme tehnologice flexibile, conduse cu ajutorul calculatorului electronic, cu procese de **proiectare asistată de calculator,** asupra unui program de producție comun, legînd astfel direct proiectarea de fabricație, cu ajutorul calculatorului electronic. În cadrul unui astfel de sistem integrat devin inutile reprezentarea analogică, desenul produsului, înlocuite de **definiția numerică** a acestuia.

Fără a insista asupra tehnicii proiectării asistate de calculator, care nu face obiectul acestei lucrări, vom prezenta în cîteva exemple studiul actual al integrării proiectării și fabricației asistate de calculator (PAC—FAC) în țara noastră și obiectivele principale de cercetare. Astfel, în construcția de nave, proiectarea și desenarea automată a corpului unei nave furnizează benzile perforate pentru comanda numerică a mașinilor de debitat tabla. În construcția de avioane, de la calculul aerodinamic și geometric al profilelor, se trece la prelucrarea modelelor, precum și la prelucrarea unor părți componente ale structurilor. Pentru diferite organe de mașini de uz general, programul coordonator de I.C.T.C.M. are în vedere integrarea într-un circuit direct a calculelor, execuției desenelor de ansamblu și a componentelor specifice, pregătirea fabricației și programarea mașinilor cu comandă numerică. În fine, în domeniul concepției sistemelor tehnologice se are în vedere identificarea, cu ajutorul calculatorului electronic, a variantelor posibile, alegerea variantei optime, urmată de specificarea componentelor tipizate (a modulelor) necesare pentru alcătuirea sistemului.

Pătrunderea sistemelor integrate PAC—FAC în practica tehnologică curentă reprezintă fără îndoială o adevărată **străpungere tehnologică,** care revoluționează concepțiile convenționale atît sub aspect tehnic, cît și sub aspect social : din punct de vedere tehnic, deoarece se schimbă radical, pe de o parte, mijloacele de producție, prin pătrunderea masivă a tehnicii de calcul și a echipamentelor cuplate direct cu calculatorul electronic, pe de altă parte, metodele de concepție prin prioritatea acordată structurării sistemelor; din punct de vedere social, prin eliminarea oricăror diferențieri între munca intelectuală și munca manuală în cadrul procesului unic de proiectare-fabricație.

Să menționăm în fine faptul că cercetarea tehnologică a sistemelor flexibile face — și va face tot mai mult în continuare — uz de rezul-

tatele cercetărilor din domeniul **inteligenței artificiale**. Se pot enumera o serie de probleme practice imediate care nu se pot rezolva fără sporirea inteligenței sistemelor actuale ca de exemplu: explorarea alternativelor (analiza multicriterială a variantelor tehnologice posibile), recunoașterea formelor (în vederea orientării pieselor în sistem), elaborarea planurilor de acțiune (de exemplu pentru conducerea unui sistem automat de montaj) ș.a. După aprecierea noastră, dificultatea rezolvării acestor probleme constă mai puțin în **găsirea** unor soluții, întrucît astfel de soluții au fost deja elaborate și verificate experimental, cît în punerea la punct a unor soluții competitive, sub aspectul prețului și al fiabilității.

Aspecte sociale și economice

În legătură cu extinderea automatizării cu ajutorul sistemelor flexibile și mai ales al roboților, au fost exprimate numeroase opinii bazate pe scenarii sumbre ale unei societăți dezumanizate prin șomaj și prin simplificarea excesivă a muncii productive. Întrevedem, în construirea acestor scenarii, cel puțin două greșeli fundamentale. Prima nu face decît să repete acuzațiile aduse, pe tot parcursul istoriei tehnologiei, tuturor străpungerilor tehnologice, de la războiul de țesut încoace, în urma unei confuzii cauză-efect : neajunsurile provocate de rămînerea în urmă a relațiilor de producție sînt puse pe seama progresului mijloacelor de producție. A doua rezultă din concentrarea observației asupra unui aspect local izolat și din neglijarea viziunii ansamblului. Este posibil ca, în unele cazuri, automatizarea să ducă la reducerea rolului muncitorului la o activitate auxiliară, monotonă, simplă, la transformarea lui într-un factor anonim, fără răspundere, fără participare. Acest pericol există, mai ales dacă se adoptă soluții asemănătoare automatizărilor convenționale rigide. Flexibilitatea automatizării acționează însă în sensul **îmbogățirii, a creșterii complexității muncii.** Creșterea gradului de participare a omului în cadrul sistemelor automate flexibile se realizează întotdeauna dacă se îndeplinesc două condiții. Prima constă în automatizarea obligatorie a operațiilor obositoare, neplăcute, murdare, precum și a celor monotone, simple ; în cazurile în care acestea din urmă nu pot fi evitate, ele pot fi combinate cu operații de control și supraveghere. A doua condiție constă în participarea muncitorului la procesul de automatizare, consultarea lui asupra soluțiilor, informarea lui asupra variantelor posibile și asupra mijloacelor folosite, cointeresarea lui în obținerea efectelor scontate și — în final — transformarea lui dintr-un factor de execuție, în supraveghetorul sistemului, în conducătorul de care depinde bunul mers al procesului. Nenumărate exemple practice demonstrează faptul că automatizarea flexibilă tinde să atribuie operatorului uman o muncă mai atractivă decît cea din sistemele convenționale, o muncă în care facultățile intelectuale, inițiativa și spiritul inovator sînt solicitate din ce în ce mai mult.

Afirmațiile de mai sus ar părea să contrazică unele fenomene de opoziție, de respingere a tehnologiilor noi, care intervin chiar și atunci cînd condițiile arătate sînt îndeplinite. O astfel de atitudine negativă duce la prelungirea perioadei de punere în funcțiune, uneori chiar la compromiterea soluției tehnologice, considerată prea avansată, sau neadaptabilă condițiilor date. Ea își găsește explicația în inerția specifică omului care muncește și care se opune unor schimbări drastice în metodele de muncă pe care le-a folosit cu succes un timp oarecare. Lăsînd la o parte temerile pentru o reducere a posibilităților de cîștig, ca urmare normării mai exacte într-un proces cu nivel mai înalt de automatizare, nu sînt nejustificate rezervele legate de riscurile inerente trecerii la o tehnologie nouă. Nu sînt rare cazurile în care aceste dificultăți obiective sînt neglijate chiar de cei responsabili cu pregătirea și introducerea noului sistem. În legătură cu mijloacele de a diminua aceste dificultăți, trebuie să avem în vedere necesitatea unui proces de **învățare,** cu atît mai important cu cît saltul tehnologic este mai mare. Figura 4 redă imaginea generală a

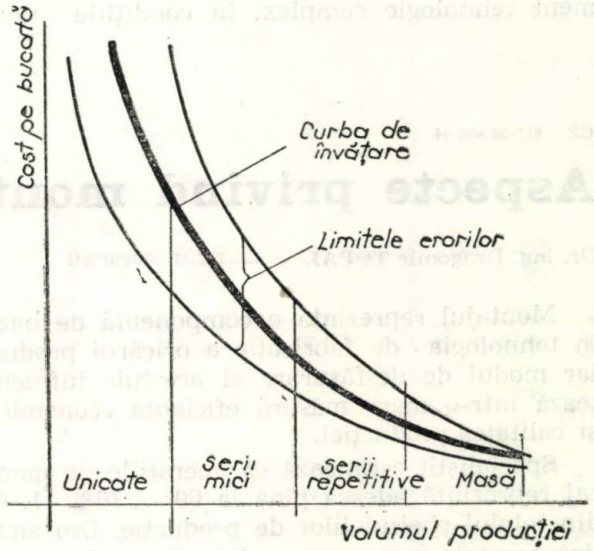


Fig. 4 Curba de învățare (după IMA Smith).

curbei de învățare [6], de alură hiperbolică, care exprimă posibilitățile de însușire progresivă a unei tehnologii avansate. Se vede că învățarea se face pe măsură ce avansează producția ; este vorba de o învățare „în mers". Acest proces se desfășoară la toate eșaloanele siste-

mului de producție (concepție-administrație-fabricație) și el corespunde de fapt cu o **maturizare** a producției. Ne putem aștepta la o încadrare riguroasă în parametrii proiectați (deci la abateri minime față de plan), numai pentru o producție ajunsă la un anumit nivel de maturitate, sub aspect constructiv și al metodelor de muncă. În etapele premergătoare unei astfel de maturizări trebuie să contăm pe o accentuată nestabilitate a procesului. Sistemele flexibile oferă posibilitatea adaptării nivelului de automatizare la gradul de maturitate a producției, prin așa numita **automatizare evolutivă**: într-o primă etapă sistemul este dat în funcțiune cu un număr oarecare de posturi de lucru manuale, care sînt transformate ulterior în posturi automate, fără să se schimbe aspectul de ansamblu al sistemului.

Analiza **eficienței economice** a sistemelor automate flexibile prezintă unele dificultăți la care ne-am referit într-o lucrare anterioară [3]. În efectuare calculelor practice trebuie să avem în vedere cel puțin trei factori de incertitudine. Primul, determinat de faptul că sistemele de module din care trebuie să se constituie sistemele flexibile sînt încă în plină evoluție, prețurile modulelor variind în limite foarte largi, precum și în timp. Exemplul tipic îl constituie modulele electronice ale căror prețuri, pe piața mondială, au tendința de scădere. Al doilea, rezultat din valoarea diferită a unei ore de muncă în raport cu costul echipamentelor tehnologice, ceea ce conduce la lungirea duratei de amortizare a unui echipament tehnologic complex, în condițiile unui nivel inferior de retribuție a muncii. Al treilea, în fine, de natură metodologică, determinat de faptul că metodele convenționale de evaluare a eficienței economice se bazează exclusiv pe economiile imediate, specifice temei concrete de rezolvat. În felul acesta se neglijează valoarea potențială a flexibilității sistemului, în condițiile unei schimbări ulterioare a programului de producție. Se neglijează, cu alte cuvinte, valoarea volumului de informații [7] concentrat în sistem, volum care va putea fi refolosit în adaptările ulterioare ale sistemului. Din cercetările care se întreprind ar trebui să rezulte o metodologie îmbunătățită de evaluare a eficienței economice a sistemelor flexibile, care să elimine aceste incertitudini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Yoshikowa, H.* : Stat of the art in Japan : flexible manufacturing systems. In State of the art — report : Factory Automation. Series 8, Number 6, 1980, Infotech, Vol. 2, pag. 331.

[2] *Crișan, I.* : Tehnologia ca sistem. Editura științifică și enciclopedică, București, 1980.

[3] *Crișan, I.* : Conceptul de flexibilitate în tehnologia contemporană. În „Revoluția industrială în istoria societății", 1981, Editura Politică, pag. 198.

[4] *Crișan, I., Dobre, N.* : Automatizarea montajului în construcția de mașini. 1979, Editura tehnică, București.

[5] *Collins, J.A.* : Numerical control and flexible manufacturing systems. In Factory Automation, Vol. 2, pag. 59.

[6] *Smith, J.H.A.* : Automation and production management. In Factory Automation, Vol. 2, pag. 255.

[7] *Drăgănescu, M.* : A doua revoluție industrială, 1980. Editura tehnică, București, pag. 267—271.

CZ : 621-52:625.44

Aspecte privind montajul automatizat flexibil

Dr. ing. Dragomir **TOPAL** — I.C.T.C.M. București

Montajul reprezintă o componentă de bază în tehnologia de fabricație a oricărui produs, iar modul de desfășurare al acestuia influențează într-o mare măsură eficiența economică și calitatea producției.

Specialiștii estimează că operațiile de montaj reprezintă adesea pînă la 60 ... 70% [1, 6] din totalul cheltuielilor de producție. Din analiza acestui procent rezultă că în domeniul montajului există o mare rezervă de îmbunătățire a eficienței economice și, prin raționalizarea lui pe baze moderne de mecanizare și automatizare, se poate asigura îmbunătățirea capacității de competitivitate a produselor.

Cerințele imperioase ale unei economii moderne, dinamice, impun să se aibă în vedere, în permanență, atît în proiectare cît și în execuție, respectarea următoarelor condiții :

— necesitatea securității timpilor de livrare ;

— o gamă largă de variante de produse lansabile pe piața de desfacere ;

— adaptarea continuă a produselor la noile descoperiri tehnice.

De aici rezultă necesitatea realizării unui montaj de mare productivitate și flexibilitate la prețuri cît mai reduse.

Pentru raționalizarea, în general, a oricărui montaj este necesar să se cunoască care sînt **funcțiunile tehnologice de bază** ale acestuia.

Așa cum rezultă și din figura 1, acestea se compun din :

— funcțiuni principale care asigură operațiile tehnologice de îmbinare ;

— funcțiuni secundare ca manipularea și controlul și funcțiuni speciale (ajustarea), care contribuie indirect la dezvoltarea procesului de montaj.

O condiție esențială pentru realizarea unui **montaj modern rentabil** o constituie **asigurarea unei flexibilități cît mai mari.** Prin flexibilitate se înțelege [1] capacitatea sistemului de a se adapta la sarcini de producție diferite, atît din punct de vedere al formei și dimensiunilor produsului, cît și din punct de vedere al procesului tehnologic care trebuie efectuat.

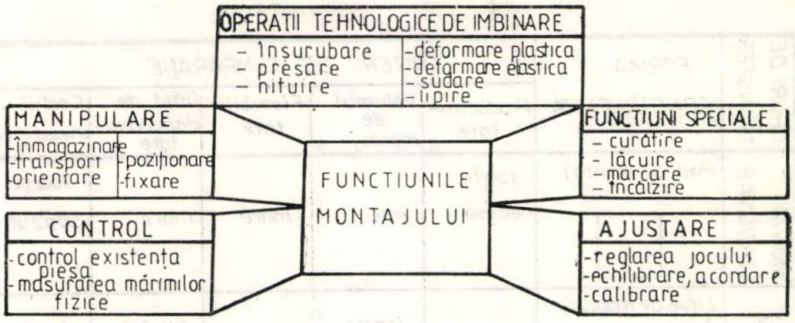


Fig. 1 Funcțiunile tehnologice în procesul de montaj.

Numărul și dificultatea funcțiunilor necesare a fi realizate în cadrul unui montaj sînt direct proporționale cu volumul cheltuielilor pentru automatizarea lor. Rezultă că **pentru realizarea unei automatizări rentabile a montajului se impune reducerea numărului de funcțiuni principale și secundare.**

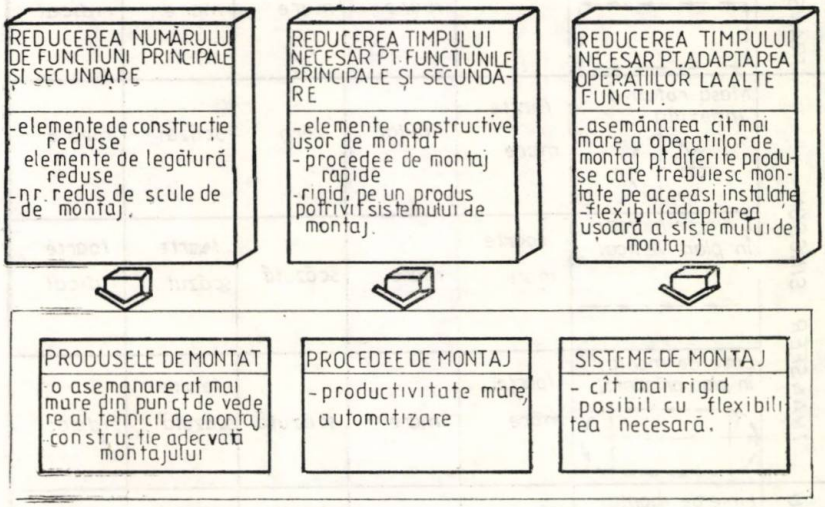


Fig. 2 Condițiile necesare unui montaj automat rentabil.

În figura 2 sînt redate condițiile necesare unui montaj automat rentabil. Din analiza acesteia reiese că numărul funcțiunilor se reduce, în măsura în care este posibilă reducerea numărului obiectelor funcționale, adică elementele de construcție, elementele de legătură, sculele de montaj, etc, o reducere a timpilor necesari pentru efectuarea funcțiunilor se poate obține printr-o configurație corespunzătoare a produsului pentru montaj, adică printr-o construcție cît mai tehnologică.

În domeniul automatizărilor, flexibilitatea se situează la diferite nivele, începînd de la posibilitatea de modificare a parametrilor,

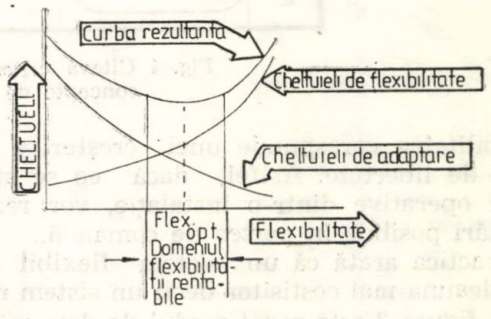


Fig. 3 Determinarea flexibilității optime.

sau a programului, pînă la realizarea unor operații cu caracter adaptabil.

Așadar flexibilitatea asigură realizarea numeroaselor necesități pe plan cantitativ (adaptarea la ritmuri de producție variabile), cît și pe plan calitativ (felul sarcinilor de realizat, caracteristici apropiate). Ca și în mecanică, de vedere economic corespunzător unui montaj automatizat *.

O componentă esențială a unui montaj mecanizat sau automatizat o reprezintă sistemul de transfer. Principalele tipuri de transfer la montajul mecanizat sau automatizat sînt redate

TIPURI DE TRANSFER	FORMA CONSTRUCTIVĂ	CRITERII DE COMPARAȚIE				
		Productivitate	Volumul de montaj	Flexibilitate	Grad de disponibilitate	Costul investiției
MONTAJ STAȚIONAR	Post de montaj	foarte redusă	mic	mare	mare	foarte scăzut
TRANSFER ASINCRON	Linie de montaj în plan vertical	mare	foarte mare	mare	foarte mare	foarte foarte ridicat
	Linie de montaj în plan orizontal	mare	foarte mare	foarte mare	foarte mare	foarte ridicat
TRANSFER SINCRON	Masa rotativă indexata	foarte mare	limitat	zero	scăzut	medie
	Linie de montaj în plan vertical	foarte mare	mare	scăzută	foarte scăzut	foarte ridicat
	Linie de montaj în plan orizontal	foarte mare	mare	scăzută	foarte scăzută	ridicat
TRANSFER CONTINUU	Linie de montaj în plan vertical	ridicat	redus	foarte scăzută	foarte scăzut	foarte ridicat
	Linie de montaj în plan orizontal	ridicat	redus	foarte scăzută	foarte scăzut	ridicat

Fig. 4 Cîteva criterii de comparație ale principalelor concepte de transfer la montajul automatizat.

flexibilitatea corespunde unei creșteri a gradelor de libertate. Astfel, dacă ea se aplică părții operative dintr-o instalație, vor rezulta adaptări posibile în partea de comandă.

Practica arată că un sistem flexibil este întotdeauna mai costisitor decît un sistem rigid.

În figura 3 este redat modul de determinare a domeniului optim de flexibilitate, din punct în figura 4, unde sînt prezentate și cîteva criterii de comparație.

---

* **NOTĂ** : a) **cheltuielile de flexibilitate** se referă la cheltuielile care se efectuează în vederea proiectării și realizării unui utilaj flexibil, capabil a fi adaptat ușor la montajul unui produs similar cu cel pentru care a fost inițial conceput ;

b) **cheltuieli de adaptare** reprezintă cheltuielile necesare adaptării unui utilaj rigid, proiectat și executat inițial pentru un produs, la un alt produs.

Prin transferul sincron se înțelege efectuarea și apoi deplasarea simultană a paletelor sau dispozitivelor purtătoare în posturile următoare ale fluxului tehnologic. Tactul de lucru al utilajului este determinat de postul cu operația de montaj avînd durata cea mai mare.

La **transferul asincron,** paletele conținînd piesele montate sînt deplasate, imediat ce operația a fost efectuată, într-o zonă de așteptare a transportorului, de unde sînt preluate succesiv, imediat ce postul de lucru următor s-a eliberat. Aceasta asigură un transfer flexibil al pieselor la montaj, iar structura construcției poate fi adaptată cu ușurință la eventuale noi condiții de montaj și gabarit.

Transferul continuu se folosește rar și se întîlnește mai mult în montajul din industria automobilelor.

În figura 5, sînt redate domeniile de utilizare ale sistemelor de bază ale montajului. Din analiza acesteia este evident că, la un

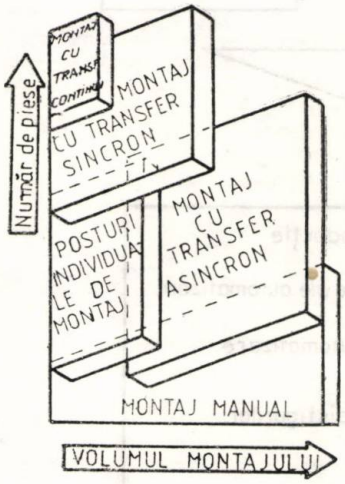


Fig. 5 Domeniile de utilizare ale sistemelor de bază ale montajului.

anumit număr minim de piese, montajul automat nu este rentabil ; acest număr limită de piese este cu atît mai mare cu cît sarcina de montaj este mai complexă.

Un element esențial de apreciere a eficienței unui montaj îl constituie **gradul de disponibilitate tehnică.** Gradul de disponibilitate tehnică depinde de opririle care apar, ca urmare a inexactităților de execuție a pieselor ce urmează să fie asamblate pe utilaj, precum și de defecțiunile mașinilor, care atrag după sine întreruperi ale fluxului de montaj și care în final afectează productivitatea utilajului de montaj (gradul de disponibilitate se exprimă printr-un număr subunitar). Astfel, la un sistem de montaj cu transfer sincron, orice perturbație într-un post de lucru se transmite direct întregii instalații, determinînd oprirea acesteia, în timp ce la un montaj cu transfer asincron, perturbațiile intervenite într-un post nu influențează activitatea celorlalte posturi de lucru.

În figura 6 s-a redat, prin comparație, variația gradului de disponibilitate pentru un montaj cu transfer sincron și asincron, în funcție

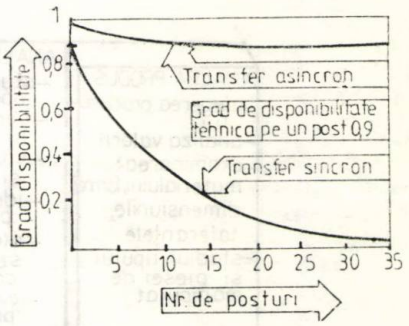


Fig. 6 Disponibilitatea tehnică la transferul sincron și asincron.

de numărul de posturi. Rezultă că gradul de disponibilitate al sistemelor de montaj automate cu transfer asincron este mult mai ridicat, decît cel al sistemelor de montaj cu transfer sincron.

Realizarea unui montaj automatizat rentabil necesită o studiere sistematică a produselor de montat, a procedeelor de montaj, etc.

În figura 7 este reprezentat un program pentru cercetarea metodică a soluțiilor posibile, în vederea automatizării montajului. În continuare se va prezenta unele din liniile de montaj flexibile realizate de I.C.T.C.M.

În figura 8 este redată **o linie de montaj** flexibilă concepută și realizată în cadrul I.C.T.C.M. și care este **destinată asamblării fișelor bipolare cu contact de protecție,** care se află în exploatare la I.A.E.I. Titu. Așa după cum rezultă și din figură, linia tehnologică pentru montajul acestui produs a fost concepută cu sistem de transfer în plan orizontal, avînd un număr de 22 posturi de lucru. Linia este prevăzută atît cu posturi automate de montaj, cît și cu posturi mecanizate de montaj. Această linie asigură o productivitate de 20 piese/min. și prin utilizarea ei se asigură o eficiență economică de 1.500.000 lei/an și o reducere a manoperei de 31.000 ore om/an.

În figura 9 este prezentată o linie de montaj flexibilă proiectată și realizată la I.C.T.C.M., destinată **asamblării siguranțelor fuzibile** ∅ 10 mm și care se găsește în exploatare la I.I.E.J.T. Tg. Secuiesc.

Linia tehnologică pentru montajul siguranțelor fuzibile a fost concepută cu sistem de transfer în plan vertical, avînd un număr de 12 posturi.

De asemenea, linia este prevăzută atît cu posturi automate de montaj cît și cu posturi mecanizate de montaj. Această linie asigură o productivitate de 9 piese/min și prin utilizarea ei se asigură reducerea manoperei cu 36.000 ore/om/an și o eficiență economică de 1.800.000 lei/an.

de montaj), asigurînd astfel o flexibilitate mare, care poate acoperi necesitățile impuse de cerințele producției.

În concluzie, se poate afirma că montajul, ca operație tehnologică constituie un potențial economic asupra căruia se poate interveni cu

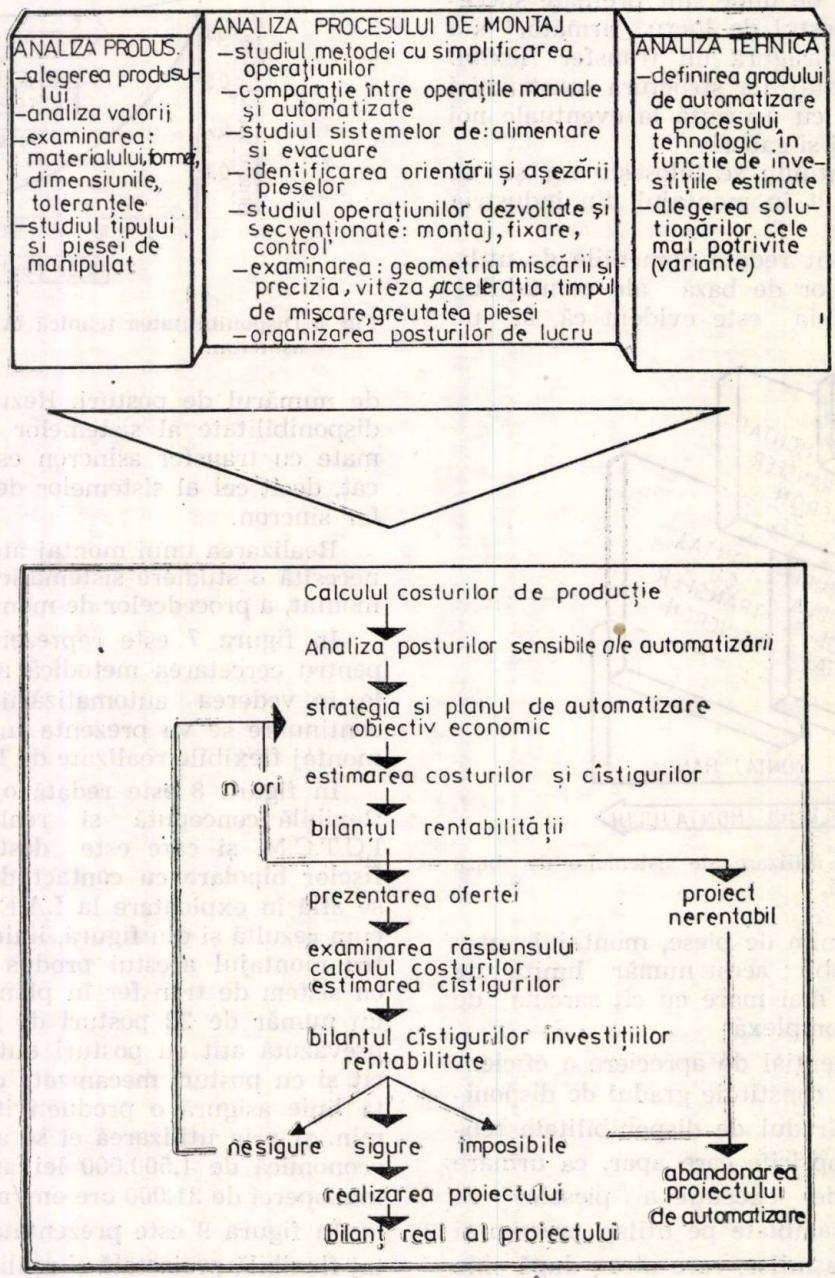


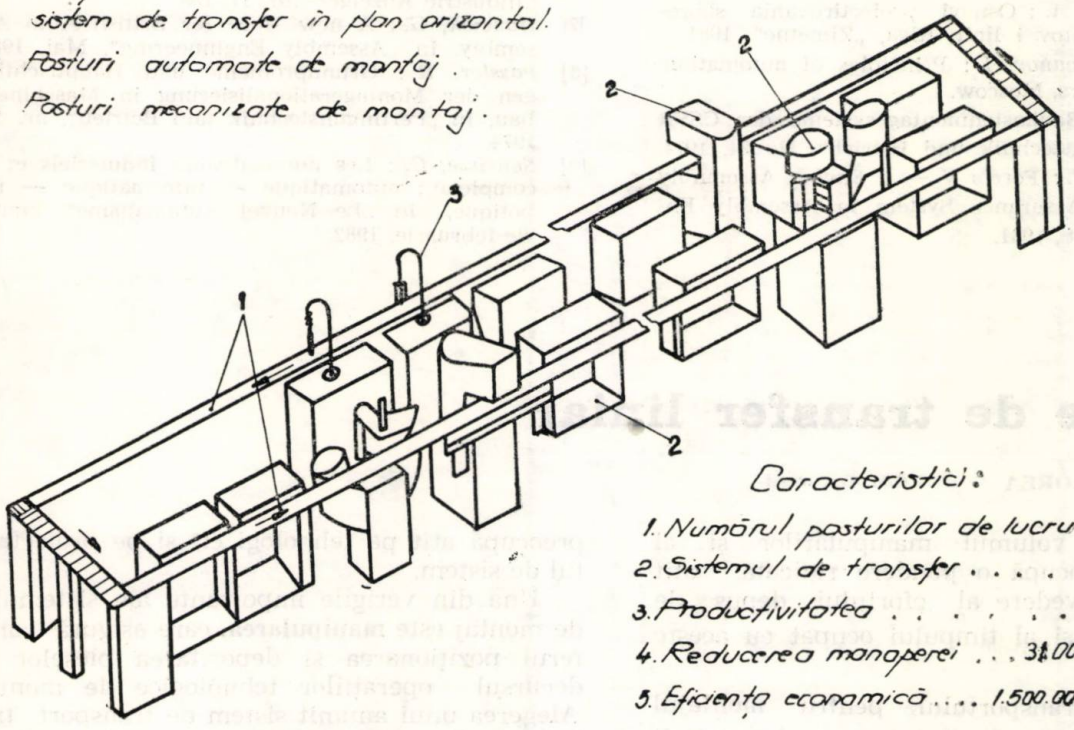
Fig. 7 Program pentru cercetarea metodică a soluțiilor de automatizare în montaj.

Liniile prezentate au fost concepute ca sisteme modulare, bine structurate, avînd posibilitatea de a se adapta oricărei lungiri sau scurtări a acestora (în funcție de necesitățile cerute

competență, pentru a se asigura o mare eficiență economică și o bună calitate a produselor, prin raționalizarea montajului și asigurarea flexibilității necesare la prețuri competitive.

Legendă

1. Transportor cu două lanțuri cu sistem de transfer în plan orizontal.
2. Posturi automate de montaj.
3. Posturi mecanizate de montaj.



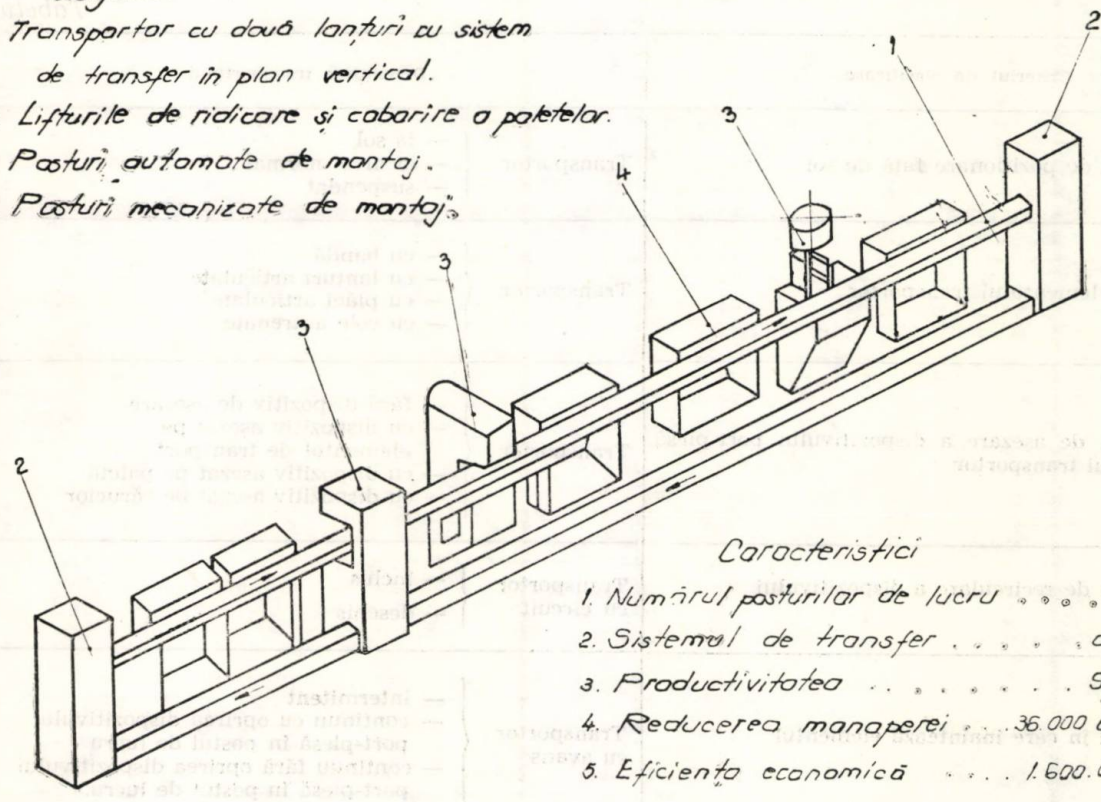
Caracteristici:

1. Numărul posturilor de lucru 22
2. Sistemul de transfer . . . . . asincron
3. Productivitatea . . . . . 20 piese/min.
4. Reducerea manoperei . . . 31.000 ore om/an și linie.
5. Eficiența economică . . . . 1.500.000 lei/an și linie.

Fig. 8 Linie tehnologică pentru montajul fișelor bipolare cu contact de protecție.

Legendă

1. Transportor cu două lanțuri cu sistem de transfer în plan vertical.
2. Lifturile de ridicare și coborîre a paletelor.
3. Posturi automate de montaj.
4. Posturi mecanizate de montaj.



Caracteristici

1. Numărul posturilor de lucru 12
2. Sistemul de transfer . . . . . asincron
3. Productivitatea . . . . . 9 piese/min.
4. Reducerea manoperei . . . 36.000 ore om/an și linie
5. Eficiența economică . . . . 1.600.000 lei/an și linie

Fig. 9 Linie tehnologică pentru montajul siguranțelor fuzibile Ø 10 mm.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crișan, I., Dobre, N.* : Automatizarea montajului în construcția de mașini, Ed. tehnică, 1979.

[2] *Mutenek, K. A.* : Osnovî proiectirovania sborocinîh avtomatov i linii. Riga, „Zimetne", 1981.

[3] *Malov, A., Ivanov, I.* : Principles of automation. Mir publishers, Moscow.

[4] *Fusek, C.* : Baukastenmontagesysteme der CSSR in „Fertigungstechnik und Betrieb", No 24, 1974.

[5] *Thompson, T.* : Ford's V — 6 Engine Assemnbly & Quality Assurance System în Assembly Enginnering, oct., 1981.

[6] *Witte, K.W.* : Flixebel automatisierte Montage. Notwendigkeit Voraussetzungen. Lösungen in „Industrie Anzeiger", nr. 11, 1982.

]7[*Hancick, G.* : A new face for British Auto Assembly. In „Assembly Enginneering", Mai, 1981.

[8] *Passler, R.* : Grundprobleme und Hauptrichtingen der Montagerationalisierung in Maschinenbau, In „Fertingunstechnik und Betrieb", nr. 24/1974.

[9] *Sourisse, C.* : Les automatismes industriels et le complexe : automatique — informatique — robotique, In „Le Nouvel Automatisme", ianuarie-februarie, 1982.

CZ : 338.062.215

Sisteme de transfer liniar

Ing. Gheorghe **FLOREA** — I.C.T.C.M. București

La montaj, volumul manipulărilor și al transportului ocupă o pondere ridicată, atît din punct de vedere al efortului depus de muncitori, cît și al timpului ocupat cu aceste operații.

Problema transportului pentru montajul glisant, la care produsul în procesul montării se deplasează prin fața posturilor de lucru, preocupă atît pe tehnologi cît și pe proiectantul de sistem.

Una din verigile importante ale sistemului de montaj este **manipularea,** care asigură transferul poziționarea și depozitarea pieselor în decursul operațiilor tehnologice de montaj. Alegerea unui anumit sistem de transport trebuie să răspundă cerințelor impuse de produsul care se montează.

Clasificarea sistemelor de transfer liniar

Tabelul 1

Criteriul de clasificare	Denumirea transportului	
După modul de poziționare față de sol	Transportor	— la sol — la nivel normal — suspendat
După tipul elementului transportor	Transportor	— cu bandă — cu lanțuri articulate — cu plăci articulate — cu role antrenate
După modul de așezare a dispozitivului port-piesă, a elementului transportor	Transportor	— fără dispozitiv de așezare — cu dispozitiv așezat pe elementul de transport — cu dispozitiv așezat pe paletă — cu dispozitiv așezat pe cărucior
După modul de recirculare a dispozitivului port-piesă	Transportor cu circuit	— închis — deschis
După modul în care înaintează elementul transportor	Transportor cu avans	— intermitent — continuu cu oprirea dispozitivului port-piesă în postul de lucru — continuu fără oprirea dispozitivului port-piesă în postul de lucru.

Pentru transferul pieselor dintr-un post de lucru în alt post de lucru pe liniile de montaj, se utilizează transportoarele de nivel normal (cu înălțimea de 800 ... 1000 mm de la sol). care au avantajul că folosesc o gamă mai mare de elemente de antrenare (benzi, lanțuri, plăci) și permit, datorită construcției, formarea cu ușurință a liniilor de montaj mecanizate și automatizate, prin amplasarea echipamentelor, utilajelor și instalațiilor tehnologice lîngă sau pe transportorul propriu-zis.

Din punct de vedere constructiv liniile de montaj cu transfer liniar se pot clasifica în :

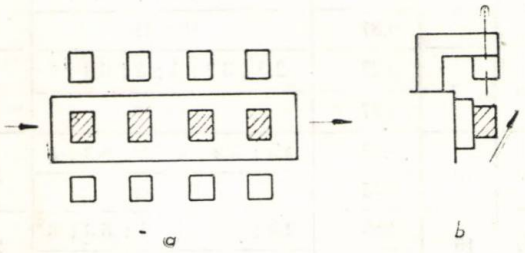


Fig. 1 Principii cinematice ale liniilor cu transfer liniar cu translație în circuit deschis.

— linii cu transfer **în circuit deschis** la care posturile de lucru sînt **așezate în linie**,

— linii de montaj **cu transfer liniar în circuit închis** se aplică pentru cazurile în care **asamblarea trebuie realizată pe o paletă,** transferul trebuind să asigure în apropierea acesteia pe primul post (fig. 2).

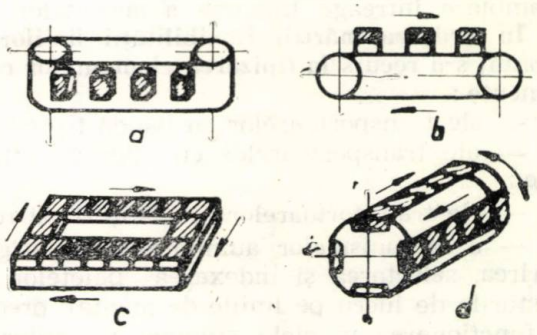


Fig. 2 Principii cinematice ale liniilor cu transfer liniar cu translație în circuit închis

Varianta prezentată în figura 2, a este un carusel de transfer, la care piesele sînt fixate pe un plan vertical, posturile de lucru fiind așezate pe ambele drepte ale caruselului. Varianta din figura 2, b, cu fixare în plan orizontal, nu permite folosirea pentru montaj

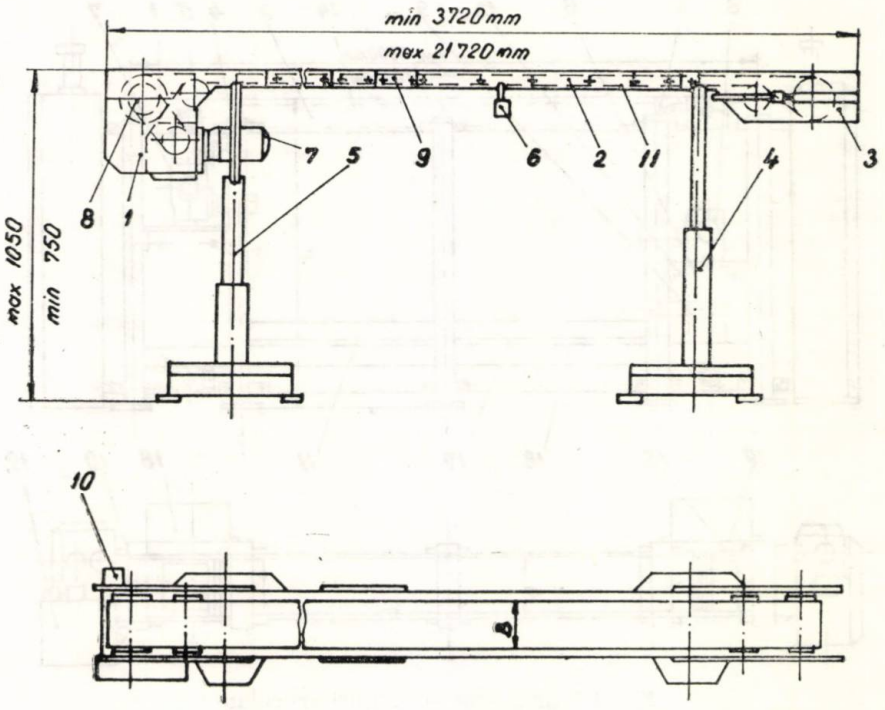


Fig. 3 Transportor cu bandă tip curea

1 — cap de antrenare; 2 — tronson; 3 — cap de întindere; 4 — picior; 5 — picior capăt; 6 — suport prindere masă; 7 — motoreductor cilindro-melcat; 8 — transmisie; 9 — eclisă; 10 — contactor cu releu termic; 11 — bandă.

(fig. 1) suprafața de prindere a ansamblului putînd fi orizontală (fig. 1, a) sau verticală (fig. 1, b) ;

decît a 50% din lungimea circuitului. În varianta 2, c paletele circulă în plan orizontal, iar în cea din 2, d căile de deplasare a paletelor

sînt dispuse atît în plan orizontal cît și în plan vertical. La capătul liniei este montat un dispozitiv care basculează la fiecare tact cu 90°, trecînd paletele, una cîte una, de pe firul de ducere pe cel de înapoiere.

În variantele c și d poate fi folosită pentru asamblare întreaga lungime a circuitelor.

În vederea măririi flexibilității liniilor de montaj **s-a recurs la tipizarea elementelor componente :**

— ale transportoarelor cu bandă tip curea ;

— ale transportoarelor cu lanțuri articulate ;

— ale transportoarelor cu lanțuri și role ;

— a mecanismelor auxiliare care asigură oprirea, selectarea și indexarea paletelor în posturile de lucru pe liniile de montaj, precum și funcționarea în ciclu automat a liniilor de montaj.

De asemenea, în vederea dotării posturilor de lucru de pe liniile de montaj, au mai fost tipizate și următoarele elemente, fiecare după anumite criterii specifice și anume :

— mesele de montaj după materialul folosit și după suprafața de lucru ;

— containerele gravitaționale după capacitate [cm^3] ;

— suporții containerelor după dimensiunile containerelor ;

— alimentatoarele vibratoare liniare după lungimea căii transportoare și după masa pieselor transportate și alte elemente.

Caracteristici transportor cu bandă tip curea

Tabelul 2

Lățime banda B [mm]	Sarcina maximă pe metru liniar [daN/m.l.]	Putere motor (kw)	Viteză de deplasare a benzii [m/min]	Sarcina maximă pe bandă [daN]
100	5	0,25	2,5 ; 3,2 ; 4 ; 5 ; 6,3 ; 8	75
		0,37	10 ; 12	
160	7	0,25	2,5 ; 3,2 ; 4 ; 5 ; 6,3 ; 8	100
		0,37	10 ; 12	
250	10	0,55	2,5 ; 3,2 ; 4 ; 5 ; 6,3 ; 8	160
		0,75	10 ; 12	
400	15	0,55	2,5 ; 3,2 ; 4 ; 5 ; 6,3 ; 8	200
		0,75	10 ; 12	

Caracteristicile principale a transportoarelor utilizate în construcția de mașini la montajul glisant al produselor sînt următoarele :

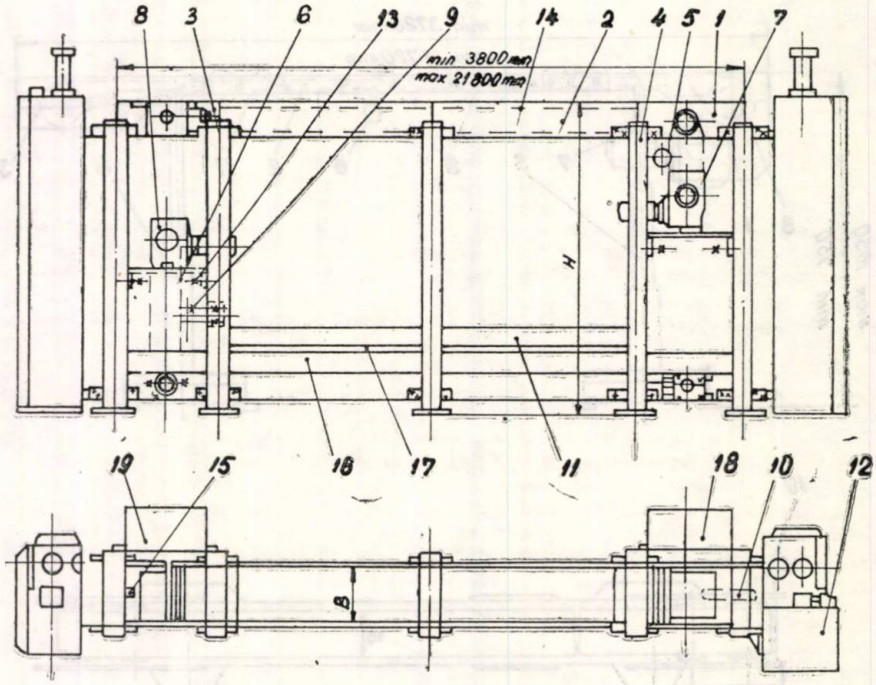


Fig. 4 Transportor cu lanțuri articulate
1 — tronson antrenare; 2 — tronson intermediar; 3 — tronson întindere; 4 — picior; 5 — antrenare superioară; 6 — antrenare inferioară; 7 — grup antrenare superioară; 8 — grup antrenare inferioară; 9 — întinzător lanț; 10 — selector palete; 11 — tunel tehnic ; 12 — instalație electrică ; 13 — suport motor ; 14 — lanț transport; 15 — suport microîntrerupător; 16 — apărătoare I; 17 — apărătoare II; 18 — apărătoare III; 19 — apărătoare IV.

— **transportor cu bandă tip curea** (fig. 3), la care elementul activ de transport este banda

Caracteristici transportor cu lanțuri articulate

Tabelul 3

Lățime transportor B [mm]	H [mm]	Sarcina maximă pe paletă cu dispozitiv [daN]	Putere motor ramura superioară [kw]	Putere motor ramura inferioară [kw]	Viteza de deplasare [m/min]	Sarcina maximă pe ramura superioară [daN]
100	900 1000	100	0,25	0,25	6,3	1250
			0,37		8 ; 10	
			0,55		12	
160	900 1000	160	0,37	0,37	6,3	2000
			0,55		8 ; 10	
			0,75		12	
250	900 1000	250	0,55	0,55	5	3200
			0,75		6,3 ; 8	
			1,1		10	
400	900 1000	400	0,75	0,75	4	5000
			1,1		5 ; 6,3	
			1,5		8	

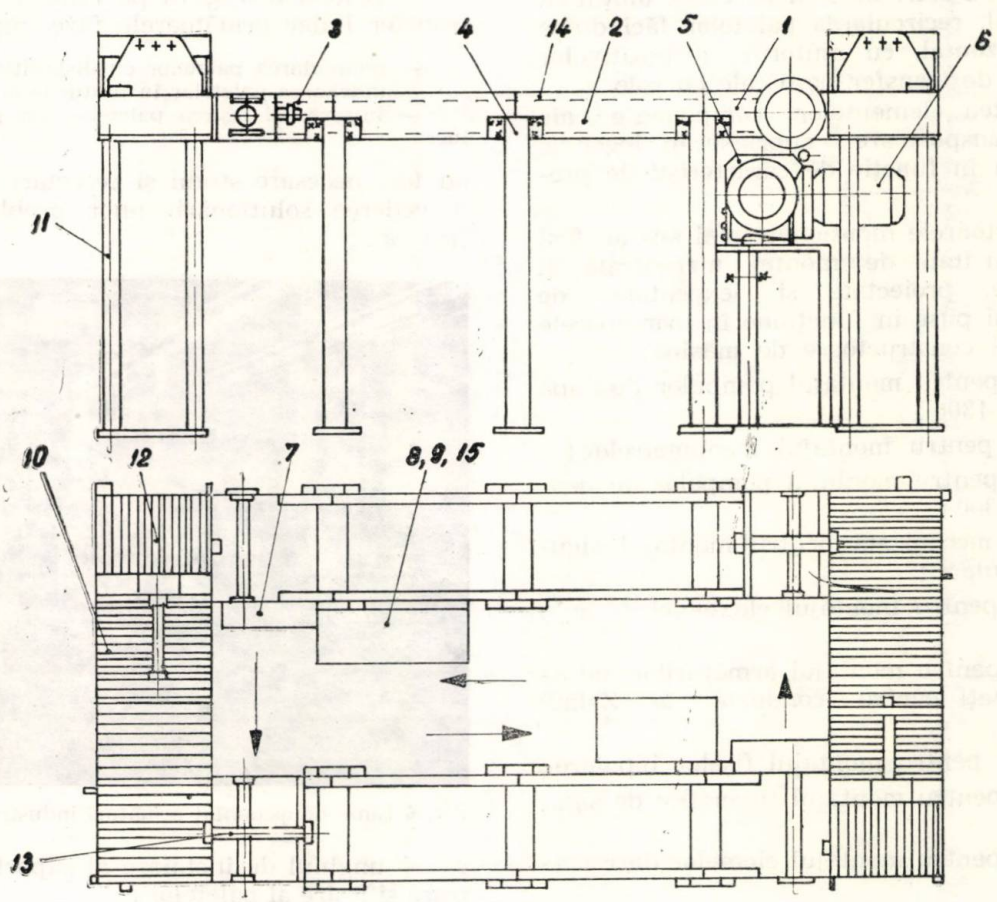


Fig. 5 Transportor cu lanțuri și role

1 — tronson antrenare; 2 — tronson intermediar; 3 — tronson întindere; 4 — picior I; 5 — antrenare; 6 — grup antrenare; 7 — apărătoare; 8 — instalație electrică; 9 — instalație pneumatică; 10 — cale cu role; 11 — picior II; 12 — dispozitiv transfer; 13 — dispozitiv avans; 14 — lanț; 15 — suport cutie.

Caracteristici transportor cu lanțuri și role

Tabelul 4

Lățime transportor [mm]	Înălțime [mm]	Lungime paletă [mm]	Lungime cale cu role [mm]	Înălțime paletă cu dispozitiv [mm]	Diametru cilindru [mm]	Putere motor [kw]	Viteză de deplasare [m/min]	Greutatea paletei și dispozitiv [daN]	Greutatea mașină pe ramură [daN]
100	900 1000	100	800	50 100 150	∅32	0,25	6,3	10	630
		160	1200			0,37	8 ; 10		
		200	1400			0,55	12		
160		160	900		∅40	0,37	6,3	20	1250
		250	1300			0,55	8 ; 10		
		320	1500			0,75	12		

cu inserție textilă (de lățime B). Este folosit la montajul produselor de masă și de gabarite reduse ;

— **transportor cu lanțuri articulate** (fig. 4), la care elementul activ de transport este lanțul cu role tip Gall, recircularea paletelor făcîndu-se **în plan vertical** cu ajutorul lifturilor ;

— **transportor cu lanțuri și role** (fig. 5), la care elementul activ de transport este lanțul cu role tip Gall, recircularea paletelor făcîndu-se **în plan orizontal,** cu ajutorul dispozitivelor de avans și de transfer pe o cale cu role.

Majoritatea elementelor componente ale acestor transportoare, cuprinse în legendă, este tipizată în funcție de caracteristicile prezentate.

Transportoarele menționate mai sus au fost integrate în linii de montaj mecanizate și automatizate, proiectate și executate de I.C.T.C.M., și puse în funcțiune în următoarele întreprinderi constructoare de mașini :

— linie pentru montajul pompelor de apă motor Dacia 1300 ;

— linie pentru montajul manometrelor ;

— linie pentru montajul pompelor de benzină Dacia 1300 ;

— linie mecanizată pentru montajul siguranțelor tubulare ;

— linie pentru montajul claxoanelor auto Dacia 1300 ;

— linie pentru montajul armăturilor industriale (robineți pentru conducte la Zalău) (fig. 6) ;

— linie pentru montajul fișelor bipolare ;

— linie pentru montajul suporților de siguranță MPR ;

— linie pentru montajul clemelor de racordare.

În decursul experimentărilor efectuate pentru punerea în funcțiune a liniilor menționate, specialiștii din cadrul I.C.T.C.M. au cercetat și au trebuit să rezolve unele probleme mai importante, ca de exemplu :

— calitatea benzii transportoare, alcătuită din bandă cauciucată cu inserție textilă ; s-au încercat două calități de benzi cauciucate, urmărindu-se în special rezistența cauciucului la exfoliere (după criteriul numărului de ore de funcționare) ; s-au studiat și proiectat totodată și dispozitivele necesare pentru vulcanizarea benzii de transport ;

— pentru a asigura pe linia de montaj cu transfer liniar următoarele faze importante :

— recircularea paletelor cu dispozitivul purtător ;
— indexarea paletelor în posturile de lucru ;
— intrarea și ieșirea paletelor din posturile de lucru ;

au fost necesare studii și cercetări amănunțite în vederea soluționării unor probleme specifice ca :

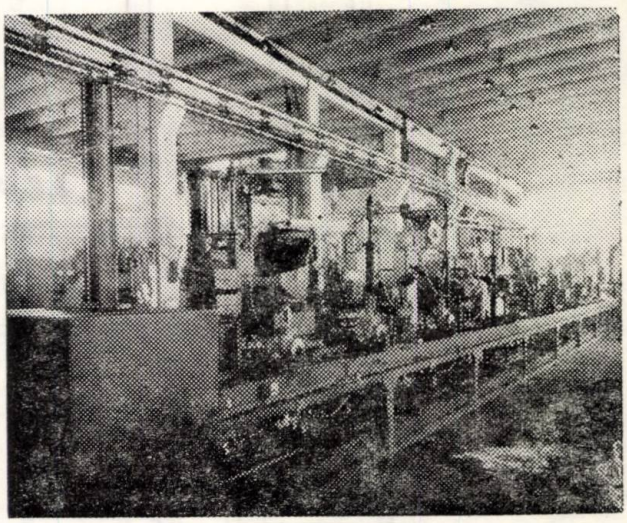


Fig. 6 Linie de asamblat armături industriale — Zalău

— unghiul de înclinare al suportului de intrare și ieșire al paletelor ;

— construcția căii de rulare (varianta cu bucșă sau cu rulmenți) ;

— stabilirea conicității cepurilor de centrare al mecanismului de indexare (valoare optimă $\approx 60°$) ;

— raza optimă de racordare pentru unghiul de înclinare al mecanismelor de indexare cu pană ;

— corectarea maselor de ridicare cu liftul a paletelor împreună cu dispozitivele — purtătoare care a condus la redimensionarea cilindrilor pneumatici de ridicare (care funcționează la presiunea aerului comprimat de 4 daN/cm^2).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crișan, I., Dobre, N.* : Automatizarea montajului în construcția de mașini, Ed. tehnică, 1979.

[2] *x x x* : Elemente tipizate pentru montaj — I.C.T.C.M. Buc. 1983.

[3] *Krempel, F.* : Flexible Montagesysteme. In „WT-Zeitschrift für industrielle Fertigung", RFG, 1977, vol. 67, nr. 4.

[4] *Popahe, G.* : Flexible Fertigungssysteme. Ed. Krausskopf, Mainz, 1971.

[5] *Schafter, G.* : Assembly line gages itself în „American Machinist", SUA, 1975, vol. 119, nr. 20.

CZ : 338.062.215

Sisteme de transfer cu mișcare de rotație

Ing. Virgil **ERMALIUC** — I.C.T.C.M. București

Sistemele de transfer cu mișcare de rotație sînt destinate echipării agregatelor de montaj, în vederea execuției operației de asamblare, pentru a realiza transferul pieselor din post în post și poziționarea lor în dreptul posturilor de lucru. Dintre diversele moduri posibile de realizare a transferului pe automatele de montaj, soluția cu masă rotativă este considerată cea mai avantajoasă, din punct de vedere al preciziei de poziționare, al posibilității de folosire a unor elemente constructive tipizate și al costului (fig. 1). Elementul de bază al acestui

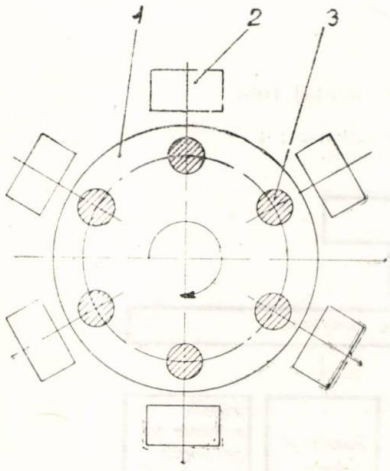


Fig. 1 Schema sistemului de transfer cu mișcare de rotație.
1 — masa rotativă; 2 — post de lucru; 3 — dispozitiv purtător.

automat îl constituie masa rotativă indexată. Diversitatea operațiilor de montaj și condițiile de precizie, de productivitate și de fiabilitate impuse mașinilor-agregat vor determina parametrii funcționali și constructivi ai subansamblelor componente, deci și ai sistemelor rotative indexate.

Astfel, de exemplu, adoptarea unui astfel de sistem este limitată de numărul de operații și de gabaritul ansamblelor ce trebuie realizate. Și anume, pentru un număr de posturi de lucru mai mare de șase, se impune analiza comparativă a soluțiilor de înlănțuire a mai

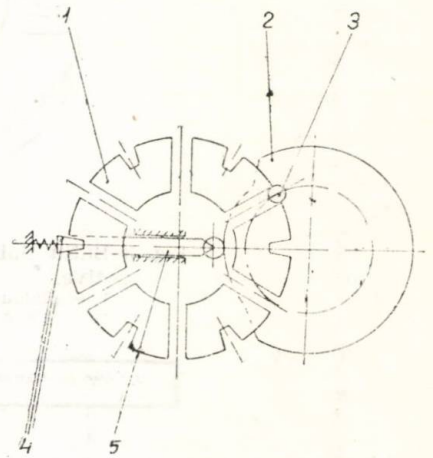


Fig. 2 Schema sistemului de rotire și indexare cu cruce de Malta.
1 — cruce de Malta; 2 — camă; 3 — rolă antrenare; 4 — indexor; 5 — pîrghie acționare indexor.

multor automate rotative, sau eventual a unuia linear. În cazul asamblării unor piese de gabarit mai mare, se preferă însă adoptarea transferului liniar. Rotirea și indexarea masei rotative se realizează, de obicei, cu un sistem cu cruce de Malta, cu angrenare exterioară și deget de indexare (indexor lateral, fig. 2), care asigură un raport minim între timpul de deplasare și cel de staționare, precum și o precizie bună de poziționare. În funcție de condițiile specifice, mesele pot fi prevăzute și cu axe secundare.

A apărut evidentă necesitatea tipizării modulelor componente a acestor sisteme de transfer, împreună cu a întregului automat de montaj. Astfel, o altă soluție de batiu tipizat este aceea la care suportul poligonal, în care este montat motoreductorul și sistemul de indexare, susține masa rotativă. Un număr de axe radiale, pe fiecare suprafață a suportului poligonal, antrenate sincron cu masa, sînt destinate acționării cu came a dispozitivelor de alimentare (fig. 3).

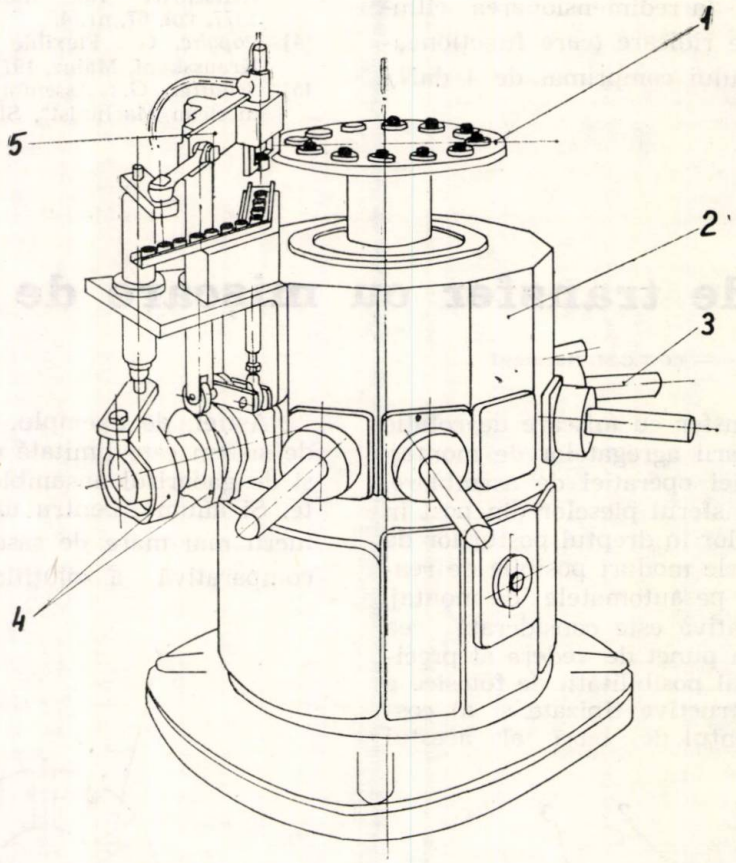


Fig. 3 Batiu tipizat pentru automate de montaj rotative.
1 — platou; 2 — batiu; 3 — axe de acționare; 4 — came de acționare; 5 — mecanism acționat.

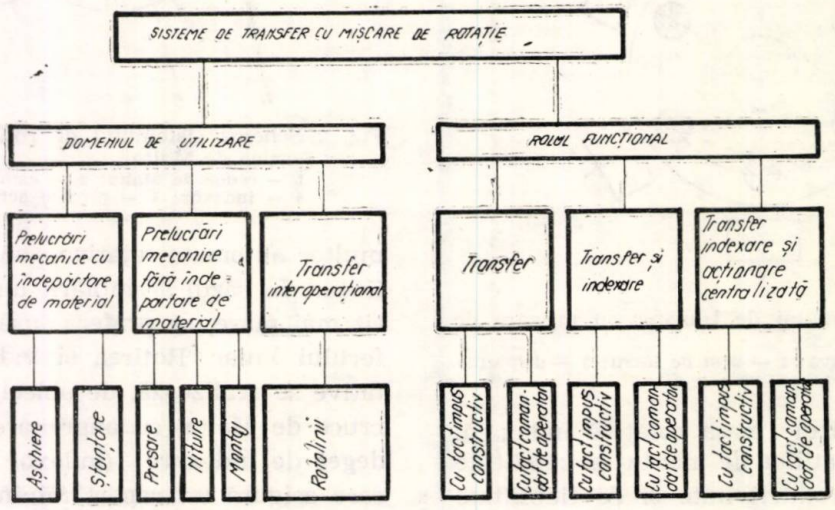
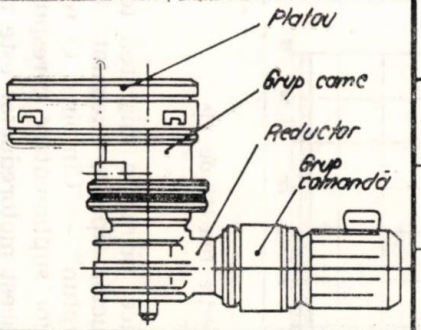
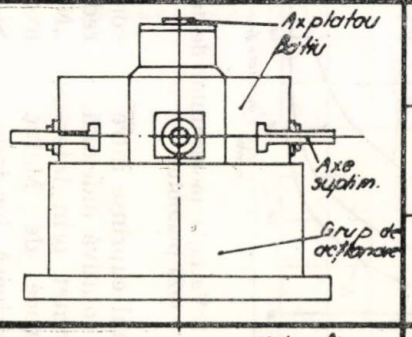
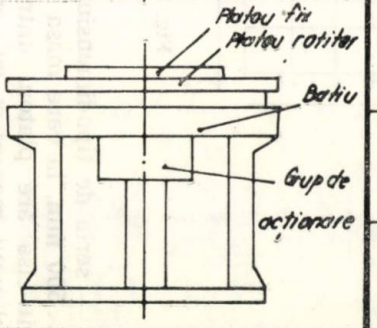


Fig. 4 Sisteme de transfer cu mișcare de rotație.

Adoptînd în proiectare mese rotative și batiuri tipizate se pot folosi componente cu grad sporit de precizie și fiabilitate. Acestea se

Parametrii caracteristici pentru diverse tipuri de mese rotative

Tabelul 1

Poz.	Schița	Diametrul platoului [mm]	Caracteristici principale					
			Timp index. (sec)	Nr. indexări	Dmax [mm] platou suplimentar	Sarcina [kg] transportată	Momentul tangențial maxim [Nm]	Precizia indexare
A		250	1,3... 3,7	4 - 6 - 8	320	50	250	±0,018/ϕ250
		320			400	60	300	±0,025/ϕ320
		400		4-6-8-12	500	70	400	±0,029/ϕ400
		500			630	90	500	±0,036/ϕ500
B		500	2... 10	6	500	70	500	±0,036/ϕ500
		630		8	630	100	600	±0,045/ϕ630
		800		16	800	120	800	±0,058/ϕ800
C		800	2... 10	12 ..24	1000	150	800	±0,116/ϕ800
		1000		14... 28	1250	200	1000	±0,145/ϕ1000
		1250		16... 32	1500	250	1250	±0,181/ϕ1250

construiesc pentru automate de montaj pentru 6 ... 24 poziții, funcționînd cu 40 ... 100 indexări pe minut și cu raportul între timpul de deplasare și cel de staționare între : 1/2 și 1/1,18, în funcție de numărul de posturi. În procesul de mecanizare și automatizare, sistemele de transfer cu mișcare de rotație se pot clasifica după două criterii principale :

— după domeniul de utilizare ;

— după rolul funcțional (fig. 4).

Cele folosite pentru montaj se includ în categoria „prelucrări mecanice fără îndepărtare de material", cu tact impus constructiv pentru transfer și indexare. În vederea tipizării sistemelor de transfer cu mișcare de rotație, destinate operațiilor de montaj, I.C.T.C.M. a realizat o serie tipodimensională, în funcție de diametrul platoului mesei rotative : 250—320—400—500—630—800—1000—1250 (mm).

Caracteristicile generale ale acestora sînt prezentate în tabelul 1. Se disting următoarele categorii realizate pe bază modulară :

tive se face printr-un motoreductor cilindromelcat tipizat (executat la Intreprinderea „Neptun" — Cîmpina), prin intermediul unui modul care conține un cuplaj rigid și camele corespunzătoare, prevăzute cu microîntrerupătoare pentru legarea în circuitul electric al unei mașini-agregat. Între motorul electric și reductor se interecalează un modul ce conține un cuplaj și o frînă electromagnetică, pentru a face posibilă oprirea mesei rotative în fiecare post de lucru, fără a deconecta motorul electric de acționare.

B — **seria de tipodimensiuni 500 ... 800 mm,** posedă ca element carasteristic faptul că axele suplimentare de acționare sînt dispuse pe laturile batiului, fiind acționate sincron cu platoul mesei. Axul platoului este acționat cu un mecanism cu cruce de Malta, cu angrenare exterioară, fiind indexat printr-un mecanism de indexare cu bolțuri. Acționarea acestuia se face prin intermediul antrenorului crucii de Malta. Acesta, împreună cu axele suplimentare, prin intermediul unei coroane dințate

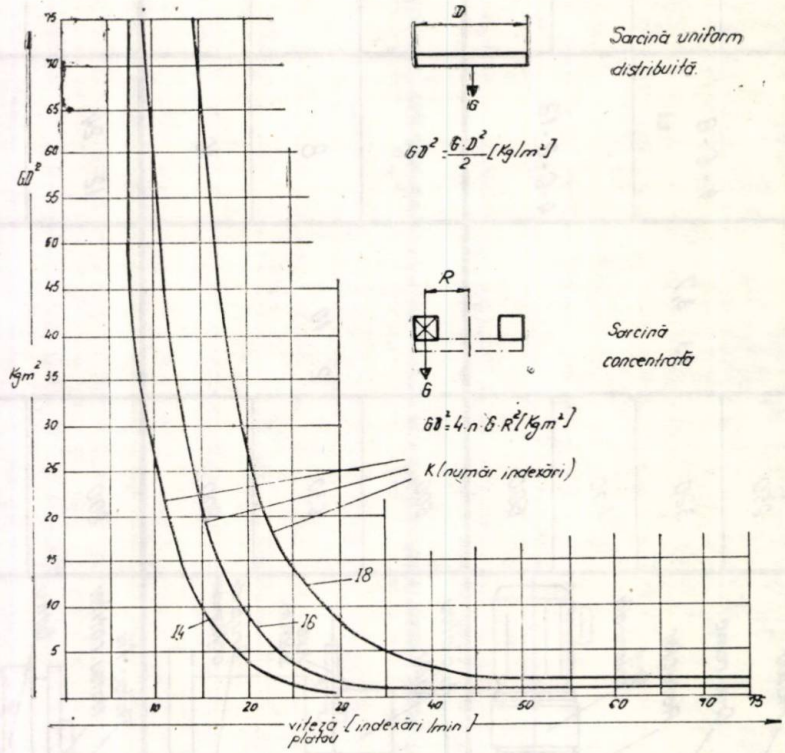


Fig. 5 Variația momentului de inerție funcție de viteza platoului.

A — **seria de tipodimensiuni cuprinse între 250 ... 500 mm**, la care masa rotativă indexată propriu-zisă are platoul antrenat prin intermediul unui mecanism cu cruce de Malta. Acesta este cu angrenare exterioară, iar indexarea în postul de lucru se face cu un mecanism cu indexor lateral, acționat de antrenorul crucii de Maltă. Antrenarea mesei rotative se face printr-un motoreductor cilindromelcat tipizat, executat la Intreprinderea „Neptun" — Cîmpina. O rotație completă a axelor suplimentare corespunde unei indexări. Și acest motoreductor este prevăzut cu un cuplaj și cu o frînă electromagnetică.

C — **seria de tipodimensiuni 800 ... 1250 mm** se caracterizează prin construcția specifică cu

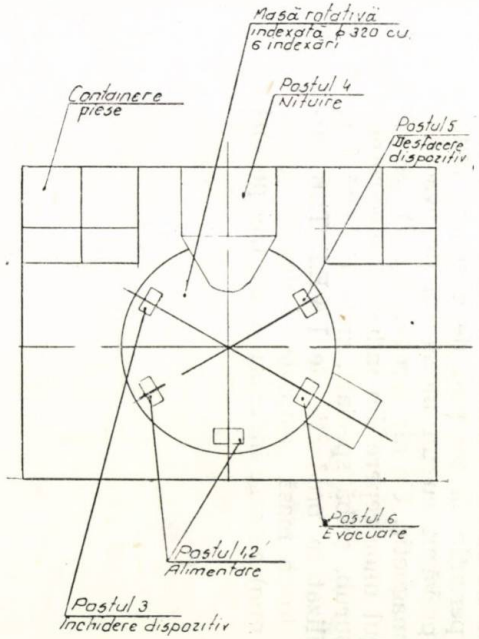


Fig. 6 Principiul de funcționare al mașinii — agregat pentru montarea armăturilor electrice (I.A.E.M.E. — Sf. Gheorghe).

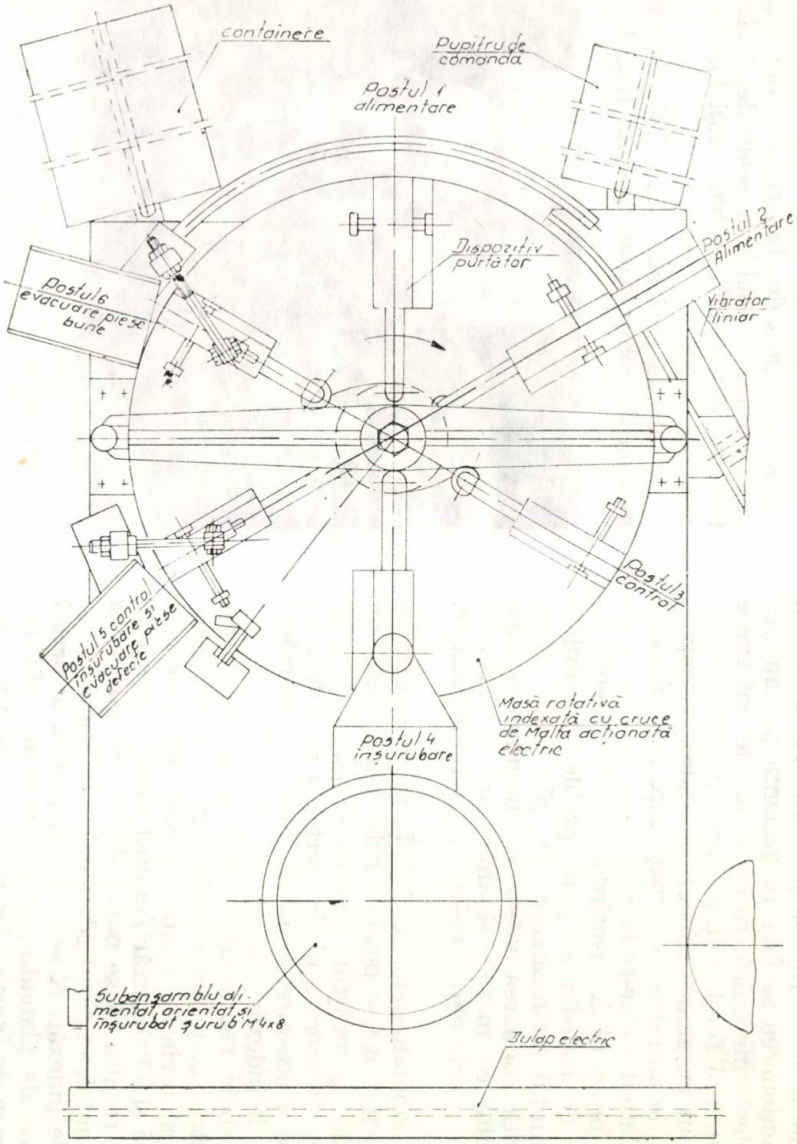


Fig. 7 Principiul mașinii — agregat pentru montaj în industria electrotehnică (I.A.E.I. Titu).

un platou inelar rotitor și cu alt platou central fix. Acționarea se face în varianta pneumatică sau electromecanică, mecanismul de antrenare al platoului fiind același. Acest mecanism este de tipul cu sanie, clichet și indexor-tampon, rolele de antrenare și poziționare fiind dispuse sub platoul inelar-rotitor.

În procesul de însușire a acestor sisteme rotative de transfer se pune problema **stabilirii** domeniului de încărcare al platoului, fiind necesară corelarea vitezelor unghiulare ale platoului cu masele suplimentare ale dispozitivelor purtătoare, paletelor, semifabricatele, etc.

În laboratoarele I.C.T.C.M., în urma experimentărilor, a fost posibilă ridicarea curbelor de variație a încărcării diverselor platouri — în funcție de momentul de inerție și de viteza de rotație a acestora — pentru a stabili numărul optim de indexări (fig. 5).

Curbele reprezentate sînt realizate pentru diametrul platoului de 320 mm (varianta compactă și inelară), pentru viteze ale acestuia între 5 și 75 [indexări/minut]. Analizînd aceste curbe rezultă că se poate obține **aceeași viteză a platoului,** în cazul adoptării unui număr variabil de indexări $K = 4 ; 6 ; 8$) **pentru încărcări diferite ale platoului,** respectiv pentru diverse momente de inerție. Iar pentru **a menține aceeași încărcare a platoului**, va trebui să se recurgă la **variația vitezei** acestuia, în vederea obținerii unor numere de indexări diferite.

Aceste sisteme de transfer modulizate și-au găsit aplicarea în proiecte ale I.C.T.C.M., pentru diverse agregate și utilaje destinate mecanizării și automatizării montajului.

Astfel, în figura 6 se prezintă o mașină-agregat destinată montajului semiautomat (cu alimentare manuală) a subansamblului „armătură electrică", pentru I.A.E.M.E. — Sf. Gheorghe. Acest agregat are o masă rotativă, indexată — $\varnothing = 320$ mm, cu șase indexări, pe care este montat un platou-purtător al dispozitivelor de lucru ; conține un post de nituire prin percuție, și un post de evacuare automată, prevăzut cu un mecanism de evacuare electromagnetic. Un alt agregat (fig. 7), pentru montajul unor repere din industria electrotehnică (șurub, șaibă specială, steluță, furcă I și II), utilizat în producție de I.A.E.I. Titu, cuprinde tot o masă rotundă indexată ($\varnothing = 320$ mm) cu șase indexări și are trei posturi de alimentare automată cu vibratoare elicoidale, un post de înșurubare automat, unul de control al asamblării realizate, inclusiv selectarea automată a subansamblelor corespunzătoare.

În ultima perioadă I.C.T.C.M. a proiectat o mașină de complexitate sporită (fig. 8), în ve-

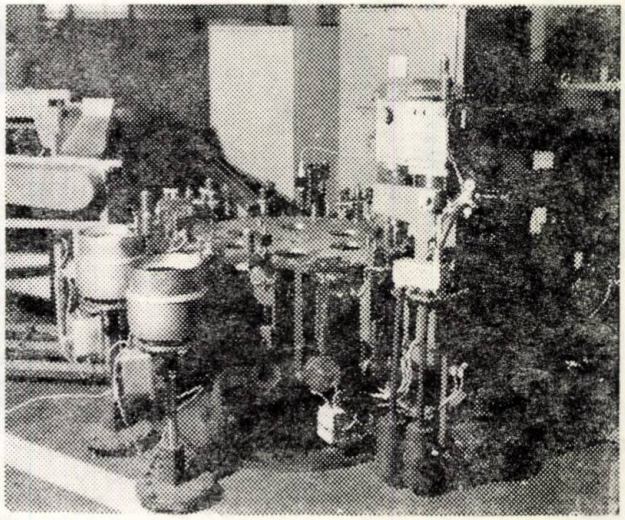


Fig. 8 Agregat pentru montajul automat al bujiilor OLTCIT (Sinterom — Cluj Napoca).

derea realizării montajului automat al bujiilor OLTCIT, pentru întreprinderea SINTEROM din Cluj-Napoca. Masa rotativă indexată a acestei mașini posedă 16 posturi de lucru acționate sincron cu ajutorul celor 16 axe suplimentare, prin intermediul unor mecanisme cu came. Deservirea posturilor de lucru se face cu ajutorul unor mîini mecanice antrenate și sincronizate cu ajutorul unei coroane dințate montate pe platoul mesei rotative.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Speranski, N. V.* : Proiectarea mecanismelor de Malta. Ed. Academiei de științe, Moscova, 1960.

[2] *Crișan, I., Dobre, N.* : Automatizarea montajului în construcția de mașini. Ed. tehnică, București, 1979.

[3] *x x x* : Catalog de elemente tipizate pentru montaj. I.C.T.C.M. București, 1983.

[4] *x x x* : Prospecte firme R.F.G. — OKU — AUTOMATIK OTTO KURZ, BOSCH — INDUSTRIEAUSRÜSTUNG GMBH, SORTI — MAT CREUZ AND CO. GMBH, GEHOMAT GISS & HOFNER.

CZ : 621-52:625.44

Sisteme de alimentare cu piese în procesul de montaj

Dr. ing. Dragomir **TOPAL** — I.C.T.C.M. București

Dintre funcțiunile secundare ale montajului, sistemul de alimentare cu piese al posturilor de montaj [5] ocupă un loc prioritar, întrucît se estimează că în acest domeniu se consumă aproximativ 35% din manopera totală a montajului. De aceea creșterea productivității muncii prin automatizarea sistemelor de alimentare a posturilor de montaj constituie un domeniu vast asupra căruia, acționînd, se poate realiza o eficiență economică foarte mare.

În general, în cadrul analizei montajului unui produs, se disting trei direcții principale asupra cărora urmează a se acționa (fig. 1) :

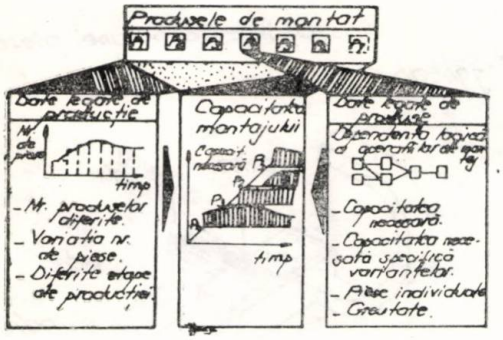


Fig. 1 Descrierea fazelor pentru analiza montajului.

— analiza produselor ;

— capacitatea ce se urmărește a se realiza pentru montaj ;

— analiza desfășurării producției.

Implicit, în urma acestui studiu multilateral, vor rezulta și fazele de elaborare ale sistemului de alimentare cu piese, în cadrul procesului tehnologic de montaj. Acestea sînt :

a) alegerea modului de manipulare, prin care se înțelege ansamblul mișcărilor de lucru care asigură deplasarea și așezarea corectă a pieselor pe tot parcursul unor operații tehnologice ;

b) determinarea dispozitivelor de manipulare necesare, alcătuite din :

— dispozitive de depozitare ;
— dispozitive de orientare ;
— dispozitive de alimentare.

În concepția sistemelor automate de montaj, alimentarea cu piese prezintă cele mai mari dificultăți din următoarele cauze :

— diversitatea constructivă a pieselor care trebuie alimentate.

— dificultăți specifice orientării automate a pieselor, inclusiv lipsa unor sisteme tipizate de orientare.

Pentru a face față acestor inconveniente, sistemul de alimentare se concepe, de obicei, ca un sistem modular. Astfel, se elaborează cîte o familie de module de depozitare și de depozitare și de manipulare, specifice pentru fiecare funcțiune sau grupe de funcțiuni cu grad mare de repetabilitate.

Pe bază de analiză logică și cercetări experimentale, o serie de firme și universități au întocmit diverse tabele care arată modul corect de soluționare a manipulării automate a unor tipuri de piese date [1].

Automatizarea alimentării posturilor de lucru în cadrul unei tehnologii de montaj cuprinde două faze :

a) alimentarea posturilor de lucru cu piese de la dispozitivele de depozitare, sau din stocurile-tampon ;

b) legătura între posturile de lucru din cadrul unui flux tehnologic de montaj.

Sistemele de alimentare a posturilor de lucru trebuie să realizeze următoarele faze tehnologice :

— depozitare ;

— orientare ;

— transferul liniar al pieselor către postul de lucru ;

— separare ;

— transferul pieselor orientate pe dispozitivele purtătoare.

Pentru fiecare fază rezultă și dispozitivul necesar.

Astfel, **depozitarea** pieselor se realizează cu ajutorul unor dispozitive de depozitare, ele începînd și încheind procesul de manipulare. Ele se divid în două mari categorii, după cum sînt destinate depozitării în vrac, sau ordonate.

Succesiunea operațiilor de orientare a pieselor este redată, în mod principial, figurile 2 și 3. Așa cum rezultă deci din cele două figuri, orientarea pieselor se realizează în general prin dispozitive pasive (fig. 2, b) și dispozitive active (fig. 2, c și 3).

Pentru **orientarea** pieselor se folosesc în mod curent profile și șicane montate pe vibratoarele elicoidale electromagnetice ale căror scheme și caracteristici au fost redate în tabelul 1.

Semnificațiile notațiilor din tabelul 1 sînt :

J_1, J_2 — momentele de inerție ale vibratorului elicoidal, corespunzătoare celor două mase, în raport cu axa verticală a vibratorului ;

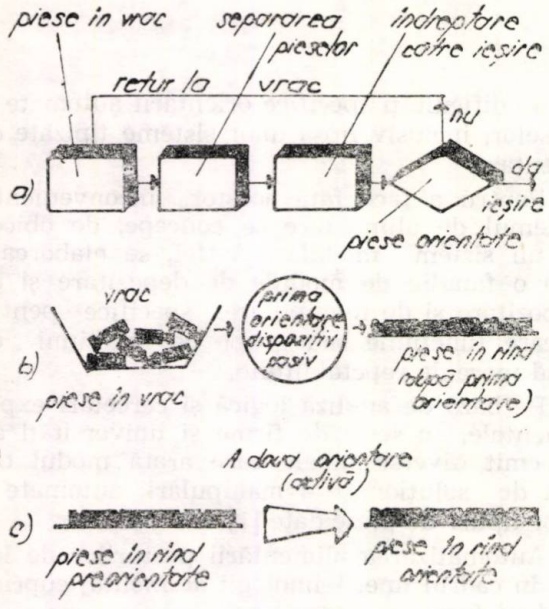


Fig. 2 Fazele de orientare ale pieselor.

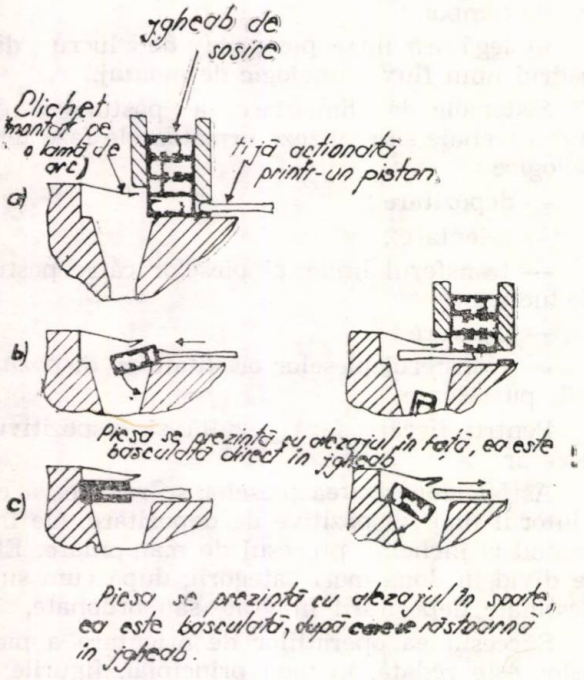


Fig. 3 Orientarea activă a pieselor.

x_1, x_2 — deplasările pe verticală ale maselor ;

φ_1, φ_2 — deplasările maselor în plan orizontal ;

c_1 c_2 — coeficienții de amortizare în mișcarea de translație și mișcarea de rotație ;

P — modulul forței perturbatoare de acționare ;

M — modulul momentului perturbator de acționare ;

n — numărul electromagneților de acționare ;

K_1, K_2 — constantele totale ale arcurilor corespunzătoare solicitării în plan vertical, respectiv, orizontal ;

D — diametrul de fixare al arcurilor ;

β — panta canalului elicoidal pe care se deplasează piesele.

Transferul pieselor orientate la postul de lucru, în general, se realizează prin transportoare vibrante liniare. Cîteva tipuri reprezentative de transportoare vibrante utilizate în tehnologia de montaj sînt redate în tabelul 2.

Semnificațiile notațiilor din tabelul 2 sînt :

x, x_1, x_2, — deplasările maselor ;
m, m_1, m_2 — masele vibratorului ;
P — modulul forței perturbatoare de acționare ;
K, K_1 K_2 — constantele arcurilor ;
c — coeficient de amortizare.

Separarea sau izolarea pieselor se realizează cu ajutorul unor dispozitive special concepute, așa cum se poate vedea din exemplul prezentat în figura 4.

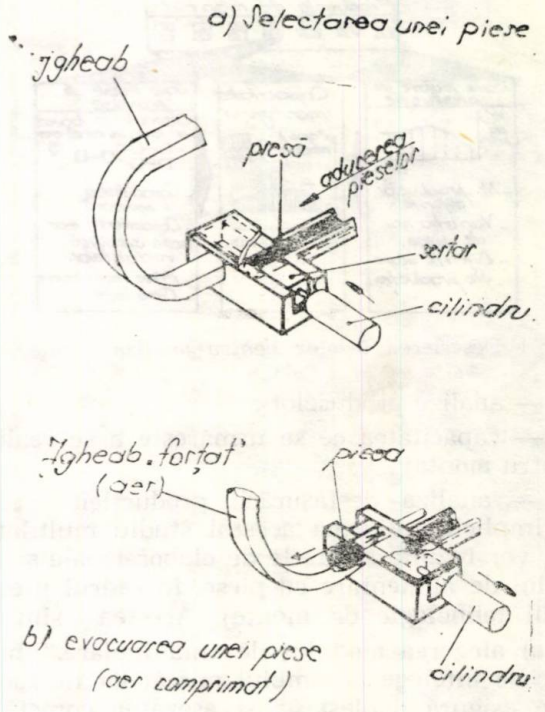


Fig. 4 Separarea pieselor.

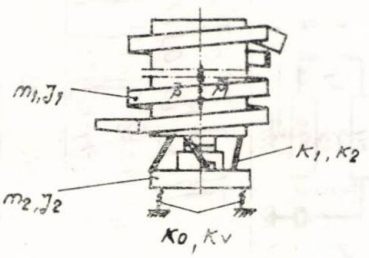
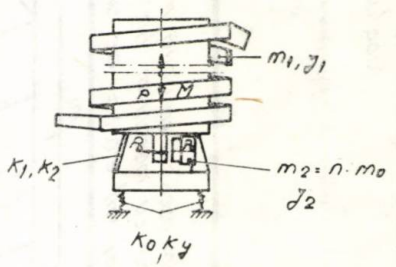
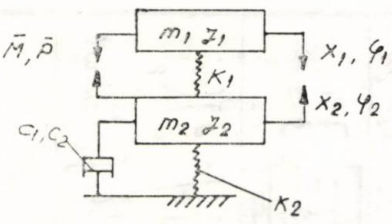
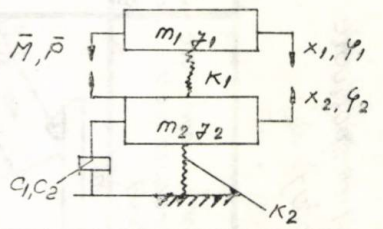
În general, separarea sau izolarea cuprinde două etape :

a) selectarea unei piese (fig. 4, a) ;

b) evacuarea, sau preluarea piesei (fig. 4, b).

Transferul pieselor orientate pe dispozitivele purtătoare se realizează cu ajutorul dispozitivelor de alimentare. În tabelul 3 sînt redate cîteva tipuri reprezentative de manipulatoare, folosite în tehnologia de montaj de către I.C.T.C.M.

Tabelul 1

Tipul sist. oscilant / Parametrii	Sistem oscilant cu două mase excitat de un electromagnet	Sistem oscilant cu două mase excitat de mai multi electromagneți
Schema autodistribuitorului vibrator		
Reprezentarea idealizată		
Ecuațiile diferențiale ale mișcării	$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} +$ $\begin{bmatrix} K_1 & K_1 & 0 & 0 \\ K_1 & K_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 & K_2 \\ 0 & 0 & K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P \\ P \\ M \\ M \end{Bmatrix} \sin \omega t$ în care: $M = P \frac{D}{2} \operatorname{ctg} \beta$	$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} +$ $\begin{bmatrix} K_1 & K_1 & 0 & 0 \\ K_1 & K_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_2 & K_2 \\ 0 & 0 & K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P \\ P \\ M \\ M \end{Bmatrix} \sin \omega t$ în care: $P = n P_0 \operatorname{tg} \beta \quad M = n P_0 \frac{D_1}{2}$
Frecvența de acționare f(Hz)	50... 100	50... 100
Diametrul	150 ; 200 , 300 ; 400	
Domeniul de utilizare	Orientarea și distribuirea pieselor mici.	

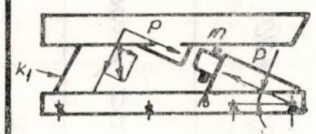
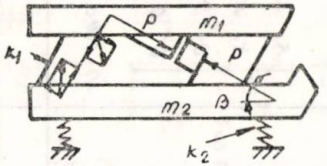
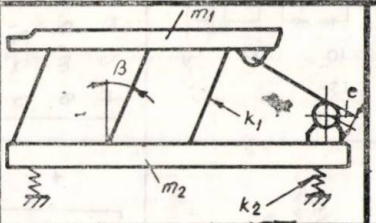
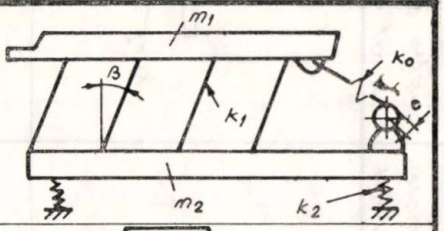
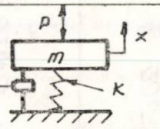
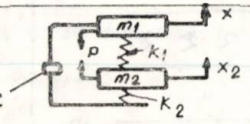
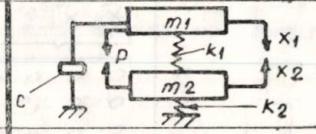
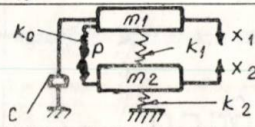
TABEL

cuprinzînd două tipuri reprezentative de vibratoare elicoidale acționate de electromagneți utilizate în tehnologia de montaj.

Tabelul 2

TABEL

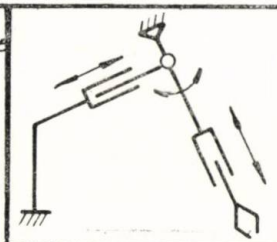
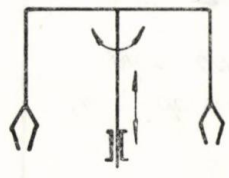
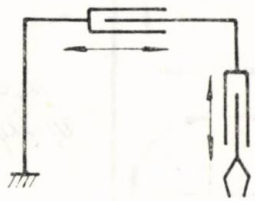
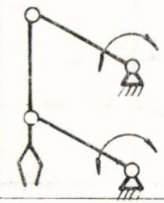
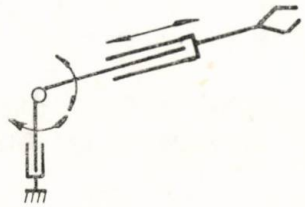
cuprinzînd cîteva tipuri reprezentative de transportoare vibrante utilizate în tehnologia de montaj.

Tipul sistemului oscilant / Caracteristici	Sistem oscilant cu o singură masă excitat cu electromagnet	Sistem oscilant cu două mase excitat cu electromagnet	Sistem oscilant cu două mase excitat cu mecanism bielă-manivelă	Sistem oscilant cu două mase excitat cu mecanism bielă-manivelă și element elastic de antrenare
Schema transportorului vibrant				
Reprezentarea idealizată				
Ecuațiile diferențiale de mișcării	$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = P\sin\omega t$	$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1+k_2 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P \\ P \end{Bmatrix}\sin\omega t$	$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ k_1+k_2 & -k_1 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P \\ P \end{Bmatrix}\sin\omega t$	$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_{01} & -k_1+k_0 \\ -k_1+k_0 & k_2-k_1-k_0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P \\ P \end{Bmatrix}\sin\omega t$
Frecvența de acționare (H_z)	50; 100	50; 100	5 . . 15	5 . . 15
Lungimea jgheabului (mm)	200 . . . 700	200 . . . 700	500 . 1200	500 . 1200
Domeniul de utilizare	Piese mici	Piese mici	Piese mici și mijlocii	Piese mici și mijlocii

Tabelul 3

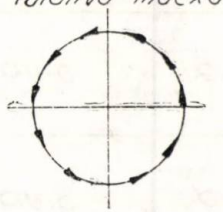
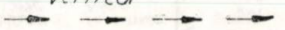
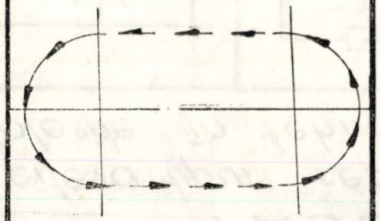
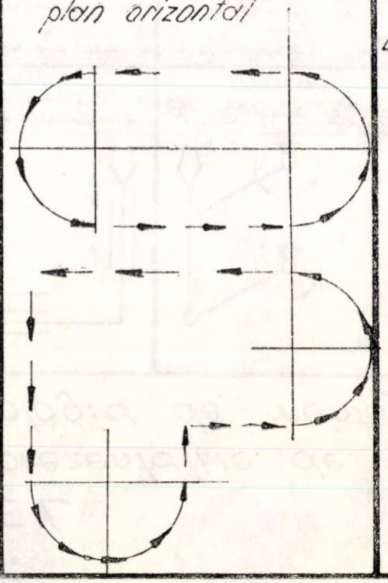
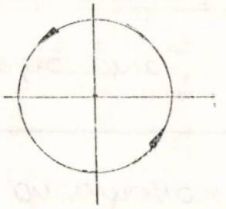
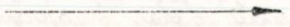
TABEL

cuprinzând câteva tipuri reprezentative de manipulatoare folosite în tehnologia de montaj.

Tipuri reprezentative de manipulare / Câteva caracteristici	 a - Mișcare de rotație și cimp de translație în plan vertical.	 b - Mișcare de rotație în plan orizontal și cimp de translație în plan vertical.	 c - Cimp de translație în plan vertical și orizontal.	 d - Rotație în plan vertical.	 e - Rotație în plan vertical și orizontal și cimp de translație în plan vertical.
Sistemul de acționare	pneumatic	mecanic	pneumatic	electric	pneumatic
Sistemul de comandă	electronic	mecanic	electronic	electronic	electronic
Numărul gradelor de libertate	două: - o rotație - o translație	două: - o rotație - o translație	două: - două translații	unul: - o rotație	trei: - două rotații - o translație
Felul dispozitivului de prindere și fixare	- mecanic (pensetă) - cu vacum - cu magnet - cu electromagnet	mecanic - cu magnet permanent	- mecanic - cu vacum - cu magnet - cu electromagnet	- mecanic (pensetă) - cu electro-magnet	- pneumomecanic
Domeniul de folosire	În posturi dispuse pe linii de montaj	În posturi dispuse pe mese rotative indexate	În posturi dispuse pe linii de montaj	În posturi dispuse pe linii de montaj	În posturi dispuse pe linii de montaj.

Tabelul 4

Concepții de bază ale transferului în montajul-automatizat.

Principiul de transfer	Montaj staționar	Transfer sincron	Transfer asincron	Transfer continuu
Structura construcției	Post de montaj	Masa rotativă indexată  Linie de montaj în plan vertical  Linie de montaj în plan orizontal 	Linie de montaj în plan vertical Linii de montaj în plan orizontal 	Masă rotativă  Linie de montaj în plan vertical  Linie de montaj în plan orizontal

Legăturile între posturile de lucru din cadrul unui flux tehnologic de montaj se realizează prin :

— transferul suspendat ;

— transferul la sol.

Concepțiile de bază ale transferului la sol în montajul automatizat sînt redate în tabelul 4.

Operațiile tehnologice pot fi efectuate în posturile de lucru, pe dispozitivele purtătoare indexate pe calea de rulare (fig. 5, a), sau pot fi realizate în afara căii de rulare, așa cum este prezentat schematic în figura 5, b.

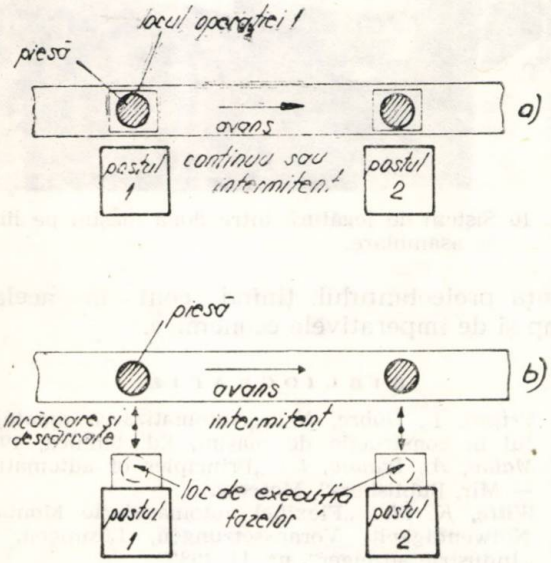


Fig. 5 Efectuarea operațiilor în posturile de lucru.

În continuare, sînt trecute în revistă cîteva din realizările I.C.T.C.M. în acest domeniu.

Astfel, în figura 6, este prezentat un sistem de alimentare din cadrul **„liniei de montaj siguranțele fuzibile ∅ 10"**, beneficiar I.I.E.J.T.

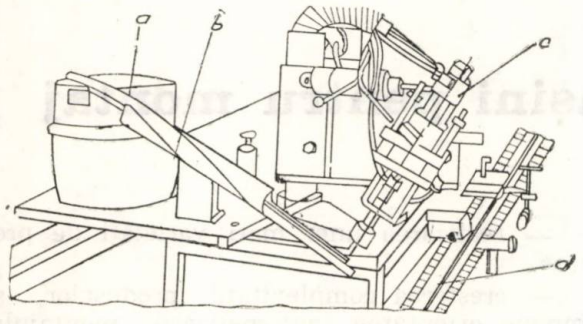


Fig. 6 Sistem de alimentare cu manipulator pneumatic

Tg. Secuiesc. Acesta este alcătuit din : un vibrator elicoidal de alimentare și orientare **a**, un jgheab de alimentare și inversare a poziției pieselor **b** și un manipulator acționat pneumatic **c**.

În figura 7 este prezentat un alt sistem de alimentare al **postului de montaj cartuș** de la **dulia E 14,** beneficiar I.I.E.J.T. Tg. Secuiesc

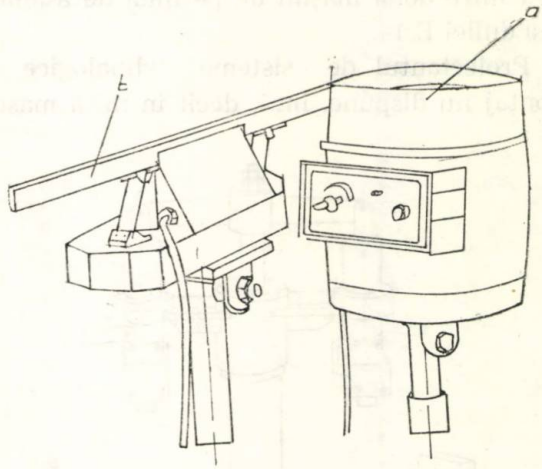


Fig. 7 Sistem de alimentare cu vibrator liniar.

care se compune din : un vibrator elicoidal **a** care alimentează și orientează piesele și un vibrator liniar **b** care deplasează piesele orientate către postul de lucru.

În figura 8 se arată un dispozitiv special de manipulare, aplicat la mașina de asamblat dulia E 14, beneficiar I.I.E.J.T. Tg. Secuiesc.

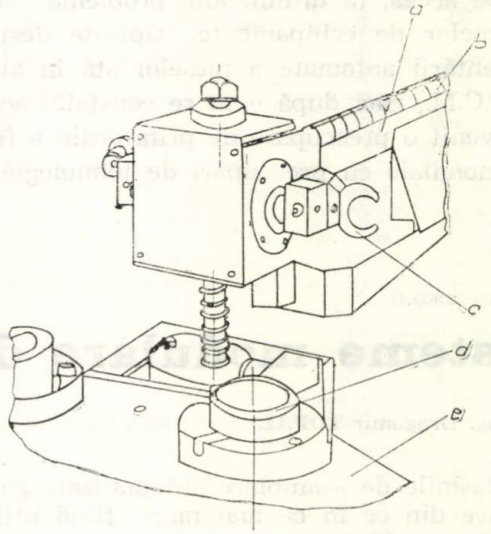


Fig. 8 Sistem de alimentare cu dispozitiv de manipulare și inversare.

Acest dispozitiv preia piesa, inversează poziția ei, după care o așează în dispozitivul purtător al piesei rotative indexate.

În figura 9 este redat un dispozitiv special de manipulare, folosit de o mașină cu masă rotativă, indexată, pentru alte operații din

linia de montaj a duliei E 14, beneficiar I.I.E.J.T. Tg. Secuiesc.

În figura 10 este arătat sistemul de legătură între două mașini de pe linia de asamblare a duliei E 14.

Proiectantul de sisteme tehnologice de montaj nu dispune, încă, decît în mică măsură

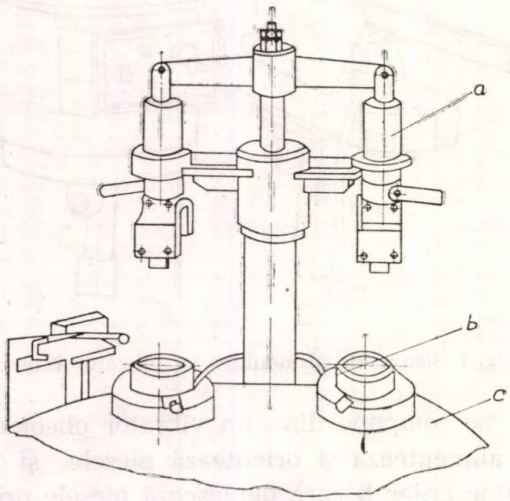


Fig. 9 Dispozitiv special de manipulare.

de un sortiment de dispozitive și echipamente de automatizare a sistemelor de alimentare adaptabile diferitelor cerințe practice.

De aceea, în ultimii ani, problema creării sistemelor de echipamente tipizate destinate alimentării automate a pieselor stă în atenția I.C.T.C.M., căci după cum se constată, aceasta a devenit o preocupare de prim ordin a firmelor mondiale cu preocupări de tehnologie.

Alegerea sistemului optim de alimentare cu piese a posturilor de montaj face apel la expe-

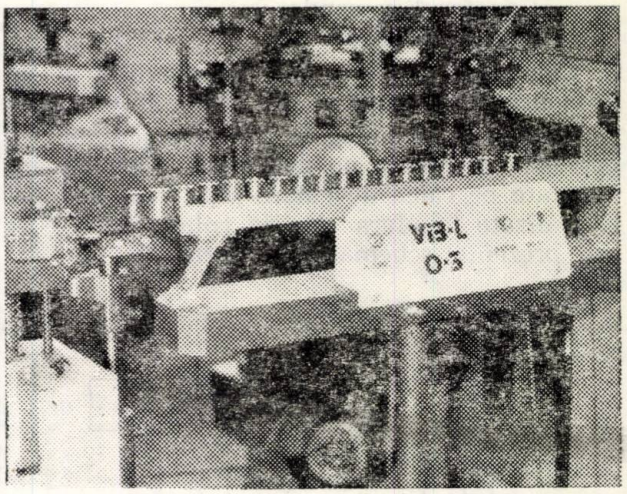


Fig. 10 Sistem de legătură între două mașini pe linia de asamblare.

rienta proiectantului, ținînd cont în același timp și de imperativele economice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crișan, I., Dobre, N.*: „Automatizarea montajului în construcția de mașini, Ed. tehnică, 1979.

[2] *Malov, A., Ivanov, I.*: „Principles of automation — Mir. Publishers", Moscow.

[3] *Witte, K. M.*: „Flexibel automatisierte Montage Notwendigkeit, Voranssetzungen, Lösungen. In „Industrie anzeiger", nr. 11, 1982.

[4] *Wirtsch, s.a.*: Aufhon einer anforderungsgerechten Montageorganisation. In „Industrie anzeiger", nr. 11, 1982.

[5] *Mutenek, E. K.*: Osnovî proektirovaniea sborocinîh automatov i linii. Ed. Zinatne, Riga, 1981.

[6] *Blagadorskii, A.V. s.a.*: Ispolnitelnîe mehanizmî masin-automatov dleo upakovki izdelii — Ed. Masino-stroenie", Moskva, 1980.

CZ : 621-52:625.44

Sisteme modulare de mașini pentru montaj

Dr. ing. Dragomir **TOPAL** — I.C.T.C.M. București

Mașinile de asamblare automatizate au răspîndire din ce în ce mai mare, fiind utilizate în cele mai diverse domenii.

Aceste mașini, în general, au fost concepute pînă în prezent ca sisteme „rigide", ele fiind destinate să realizeze asamblarea unui produs, cel care inițial a stat la baza proiectării mașinii propriu-zise.

Dacă se ține seama de modul cum evoluează condițiile producției și anume :

— prognoza nesigură asupra numărului de bucăți solicitate pe piața de desfacere ;

— realizarea unei mari varietăți de produse ;

— creșterea complexității produselor, se impune orientarea automatizării montajului într-o nouă direcție și anume realizarea unor mașini de asamblare care să fie ușor de adaptat, atît în ceea ce privește productivitatea, cît și în ceea ce privește trecerea de la asamblarea unui produs la altul asemănător, adică **realizarea unor mașini de asamblare flexibile.**

Realizarea unui montaj rentabil, de mare productivitate și flexibiltate, își găsește aplica-

bilitatea — în primul rînd — la fabricația de serie mijlocie și mare.

Așa cum rezultă din figura 1, gradul de automatizare întîlnit în industrie, în domeniile execuției și montajului, diferă în funcție de volumul producției. Analizînd această diagramă, reiese că cea mai mare diferență între gradul de automatizare al uzinării și cel al montajului se află la producția de serie mijlocie și mare ; aici îmbinarea celor două domenii de producție, între care nu există suficientă concordanță,

— o configurație mai avantajoasă a produselor pentru montaj ;

— asigurarea preciziei și calității corespunzătoare a reperelor ce intervin în fluxul de montaj.

O anchetă efectuată la 1575 de firme americane, care au automatizat în parte producția lor, a condus la următoarele rezultate [5] :

— 89 % din automatizări se fac în scopul reducerii costului manoperei ;

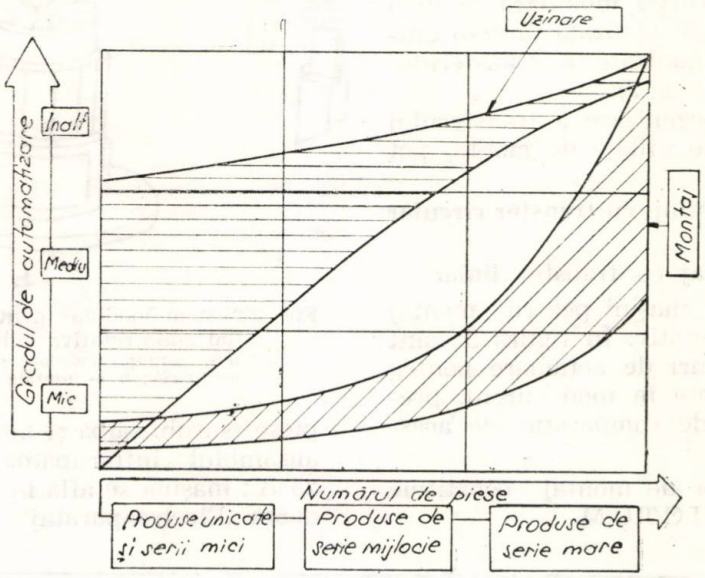


Fig. 1 Gradul de automatizare în uzinare și montaj.

se caracterizează printr-o ineficiență economică. Aceasta are ca rezultat direct creșterea cheltuielilor de montaj. De felul cum se rezolvă această diferență se asigură capacitatea de competitivitate în domeniul analizat.

Cînd se analizează operațiile de montaj din cadrul unei întreprinderi, trebuie să se stabilească, cu mare grijă, gradul de mecanizare existent și nivelul de automatizare ce urmează a fi atins. Nivelul de mecanizare și automatizare este apreciat cu ajutorul a trei factori principali :

— extinderea muncii mecanizate și automatizate din întreprindere ;

— fracțiunea de manoperă mecanizată și automatizată din totalul montajului ;

— nivelul de mecanizare și automatizare al procesului de montaj, ce urmează a fi atins.

Măsurile care se vor lua nu trebuie să se limiteze doar la automatizarea flexibilă a montajului. Aceasta trebuie să fie mai mult o componentă a unui **concept amplu de raționalizare a montajului** care — pe lîngă măsurile de automatizare — să prevadă :

— folosirea unor procedee de montaj raționale, cu dotare corespunzătoare a montajului conform necesităților ;

— 78 % din automatizări se fac în vederea creșterii productivității ;

— 31 % din automatizări urmăresc îmbunătățirea calității produselor.

Primele două rezultate sînt o consecință directă a automatizării asupra productivității muncii, în timp ce cel de al treilea, avînd un caracter pur tehnic, decurge în mod nemijlocit din introducerea automatizării producției.

Flexibilitatea constituie o caracteristică importantă a unui sistem de fabricație automatizat și se consideră că nivelul de automatizare al unui echipament tehnologic este cu atît mai înalt, cu cît prezintă mai puțină dependență față de muncitor, atît pentru executarea repetată a unei sarcini, cît și pentru adaptarea sa de la o sarcină la alta.

Una din principalele căi de realizare a flexibilității sitemelor de montaj o constituie modularea construcției. Prin modularea construcției este posibilă interconectarea subansamblelor utilizate în cadrul realizării sistemului tehnologic de montaj.

Modularea unui sistem de montaj prezintă avantajele următoare :

— folosirea unor subansamble tipizate (verificate și executate în serie) ;

— realizarea unor mașini într-un termen foarte scurt ;

— adaptarea programului mașinii la o producție variată ;

— adaptarea dispozitivelor mașinii la realizarea unor produse asemănătoare din cadrul aceleiași familii ;

— orice mașină modulată poate fi oricînd adaptată la un nou produs.

Toate acestea facilitează o economicitate deosebită sistemului de utilaje modulate folosite în montaj.

În principiu construcția modulară a unei mașini de asamblat este realizată dintr-o unitate principală, de organizare a transferului și unitățile de echipare (fig. 2).

După modul de organizare a transferului principalele variante de utilaje de montaj pot fi clasificate în :

— utilaje de montaj cu **transfer circular** (cu masă rotativă) ;

— utilaje de montaj cu **transfer liniar** ;

Cele mai răspîndite mașini pentru montaj sînt cele cu transfer rotativ. În figura 3 sînt redate principalele tipuri de acționare pentru mesele indexate utilizate în mod curent, precum și unele criterii de comparație ale acestora.

Modularea mașinilor de montaj constituie o preocupare de bază a I.C.T.C.M.

În figura 4, este prezentată o mașină modulată proiectată și realizată în cadrul I.C.T.C.M. și care este destinată asamblării unor

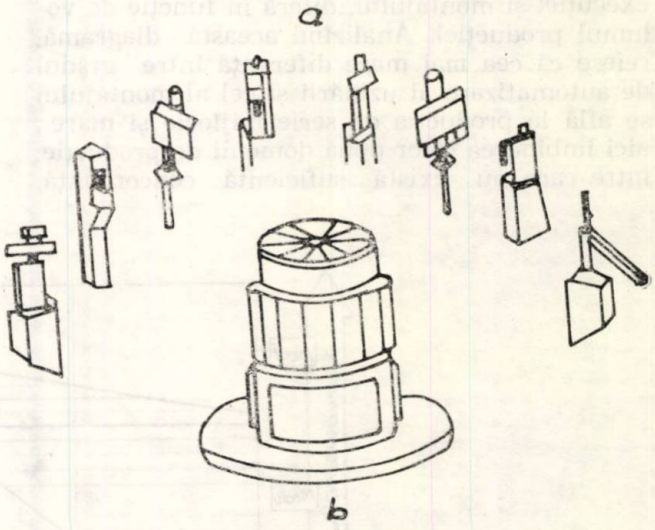
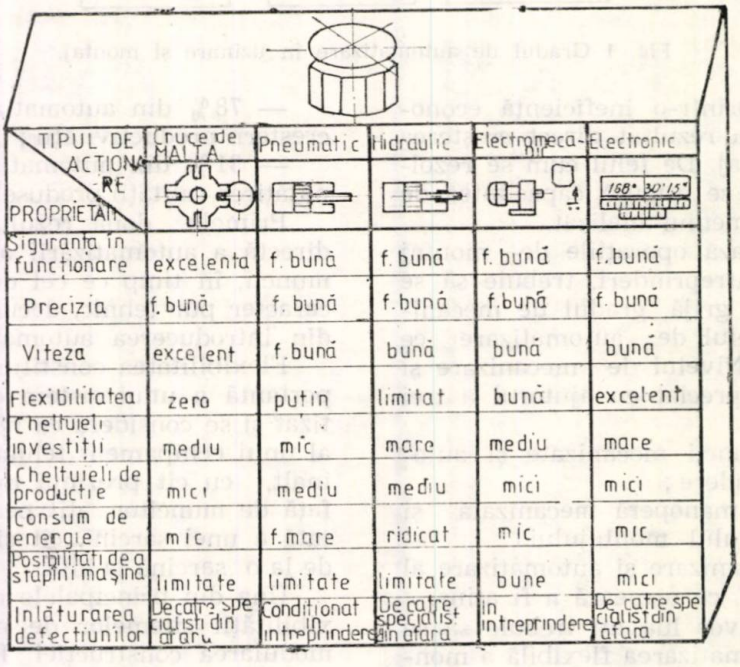


Fig. 2 Sistem modular pentru o mașină de asamblat cu masă rotativă indexată.
a — unități modulare de dispozitive tehnologice (de echipare) ; b — unitate de bază (principală).

piese (șurub, șaibă și bornă II) componente din ansamblul întrerupător automat monopolar 25 A ; mașina se află în funcțiune la Intreprinderea „Electroaparataj" București.



TIPUL DE ACȚIONARE / PROPRIETĂȚI	Cruce de MALTA	Pneumatic	Hidraulic	Electromecanic	Electronic
Siguranța în funcționare	excelentă	f. bună	f. bună	f. bună	f. bună
Precizia	f. bună	f. bună	f. bună	f. bună	f. bună
Viteza	excelent	f. bună	bună	bună	bună
Flexibilitatea	zero	puțin	limitat	bună	excelent
Cheltuieli investiții	mediu	mic	mare	mediu	mare
Cheltuieli de producție	mici	mediu	mediu	mici	mici
Consum de energie	mic	f. mare	ridicat	mic	mic
Posibilități de a staționa mașina	limitate	limitate	limitate	bune	mici
Înlăturarea defecțiunilor	De către specialiști din afară	Condiționat în întreprindere	De către specialiști din afara	în întreprindere	De către specialiști din afară

Fig. 3 Principalele tipuri de comandă pentru mesele indexate.

Astfel, în cadrul institutului nostru, au fost proiectate și realizate numeroase mașini și utilaje, care se găsesc în funcțiune la diverși beneficiari.

Mașina este alcătuită dintr-o masă rotativă indexată, acționată cu cruce de Malta, prevăzută cu opt posturi de lucru și dispozitivele aferente operațiilor tehnologice ce se efectu-

Postul 1 — Alimentat bornă II... automat
Postul 2 — Control prezență bornă II... automat
Postul 3 — Alimentat șaibă elastică... automat
Postul 4 — Control prezență șaibă elastică... automat
Postul 5 — Alimentat și înșurubat șurub M 5 × 7 ... automat
Postul 6 — Evacuare piese asamblate necorespunzător... automat
Postul 7 — Evacuare piese asamblate corect... automat
Postul 8 — Control evacuare

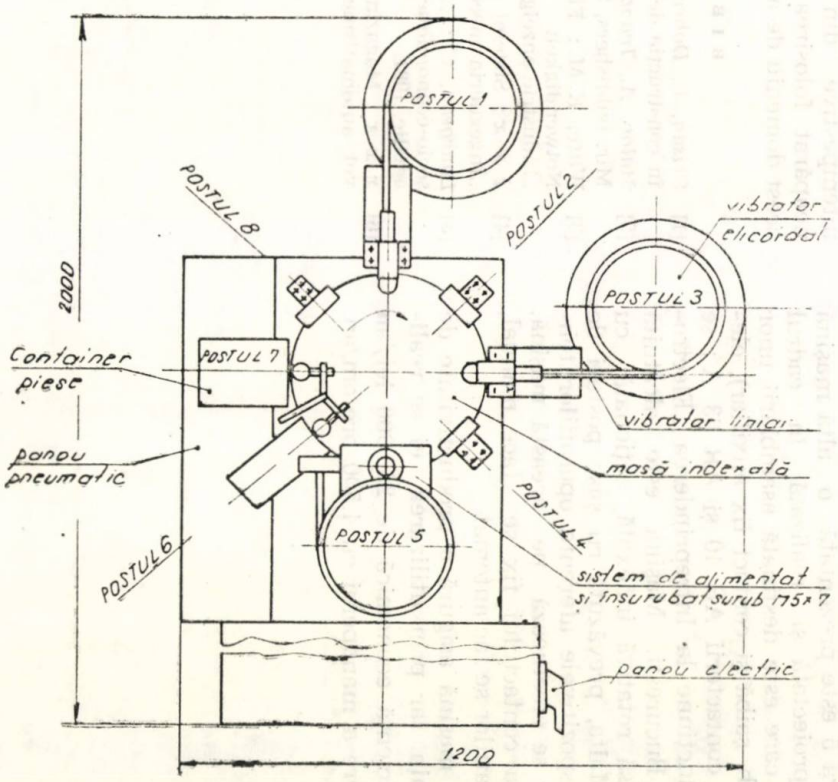


Fig. 4 Utilaj montaj șurub și șaibă pe bornă II (întrerupător automat monopolar 25 A).

Postul 1 — alimentat contact fix... manual
Postul 2 — alimentat șaibă specială... automat
Postul 3 — control prezență șaibă... automat
Postul 4 — alimentat șurub M 3,5 × 14 și înșurubat... automat
Postul 5 — control și evacuare piese neînșurubate ... automat

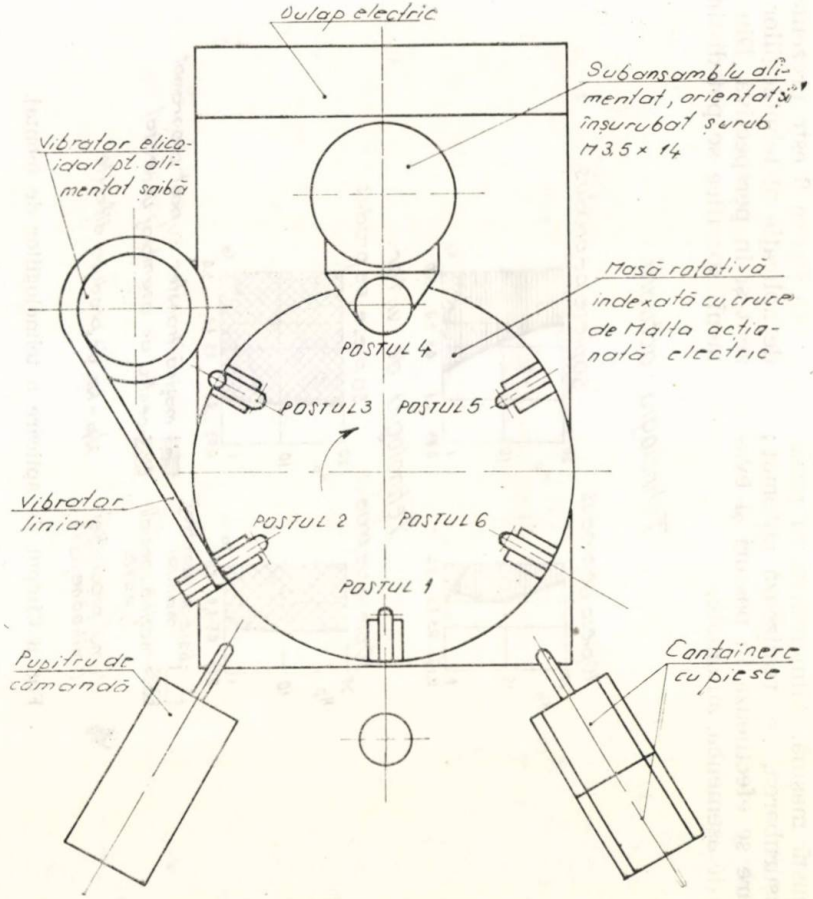


Fig. 5 Utilaj montaj șurub și șaibă în contact fix auxiliar (contactor AR 40 și AR 63 A).

ează pe această mașină. Alimentarea cu piese, inclusiv înșurubarea, se realizează automat; controlul care se efectuează în posturi și evacuarea sînt, de asemenea, automate.

În figura 6 este prezentat, după [6], cîmpul de aplicație al tehnologiilor de montaj, în prezent și în perspectivă. Din analiza acestor domenii specifice se pot distinge sarcinile și răs-

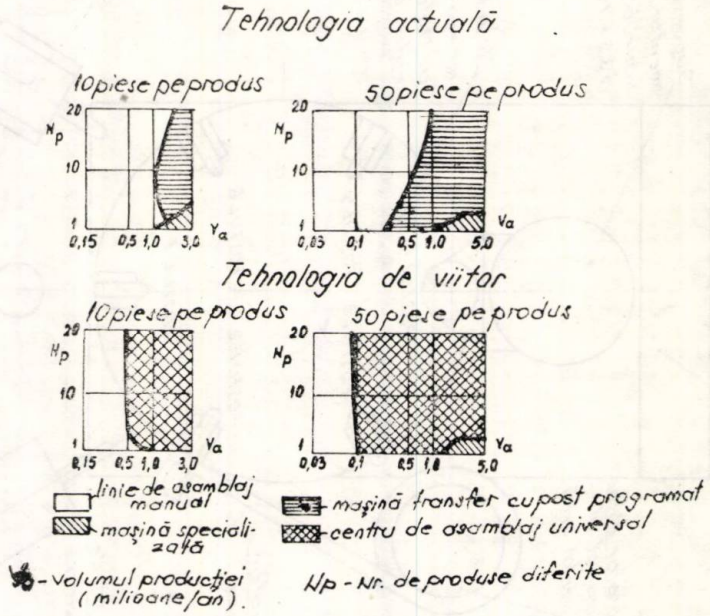


Fig. 6 Cîmpul de aplicare a tehnologiilor de montaj.

Această mașină are o productivitate de 10 piese/min. și prin utilizarea ei se asigură o eficiență economică de 650.000 lei/an și o reducere a manoperei cu 13.000 ore/om/an.

În figura 5 este prezentată o altă mașină modulată, proiectată și realizată în cadrul I.C.T.C.M., care este destinată asamblării unor piese (șurub, șaibă și contact fix auxiliar), elemente din contactorii AR 40 și AR 63 A; se află în funcțiune la Intreprinderea „Electroaparataj" București. Mașina este alcătuită dintr-o masă rotativă indexată, acționată cu cruce de Malta, prevăzută cu șase posturi de lucru și dispozitivele aferente operațiilor tehnologice ce se efectuează pe această mașină. Alimentarea contactului fix se face manual, restul operațiilor se fac automat.

Această mașină asigură o productivitate de 10 piese/min, iar prin utilizarea ei se realizează o eficiență economică de 250.000 lei/an și o reducere a manoperei cu 4.500 ore/om/an.

punderea care stau în fața celor ce își desfășoară activitatea în specialitatea automatizării montajului.

Pentru a putea însă ține pasul dezvoltării intempestive din tehnica actuală, se impune neapărat folosirea unor construcții modulate în acest domeniu de automatizare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crișan, I., Dobre, N.*: Automatizarea montajului în construcția de mașini, Ed. tehnică 1979.

[2] *Malov, A., Ivanov, I.*: Principles of automation. Mir. publishers, Moscova.

[3] *Witte, K. M.*: Flexibel automatisierte Montage. Notwendigkeit Voraussetzungen, Lösungen. In „Industrie anzeiger", nr. 11, 1982.

[4] *x x x*: Sistemi per l'assiematura automatica. In „Ingegneria meccanica', nr. 10, 1978.

[5] *Laurgeau, C.*: „L'automation et les incidences socio-économiques". In „Le Nouvel Automatisme", aprilie, 1981.

[6] *x x x*: Magazine de l'automatisme In „Le Nouvel automatisme", septembrie, 1981, pag. 11.

CZ : 621.884

Echipamente de nituit prin rulare

Ing. Virgil **ERMALIUC** — I.C.T.C.M. Bucureşti

Pe liniile de montaj, în vederea automatizării şi mecanizării asamblărilor, pentru realizarea îmbinărilor prin nituire se folosesc maşini de nituit prin rulare.

Nituirea prin rulare, comparativ cu alte procedee de nituire, convine în mod optim condiţiilor specifice automatizării şi mecanizării asamblării, prezentînd următoarele avantaje :

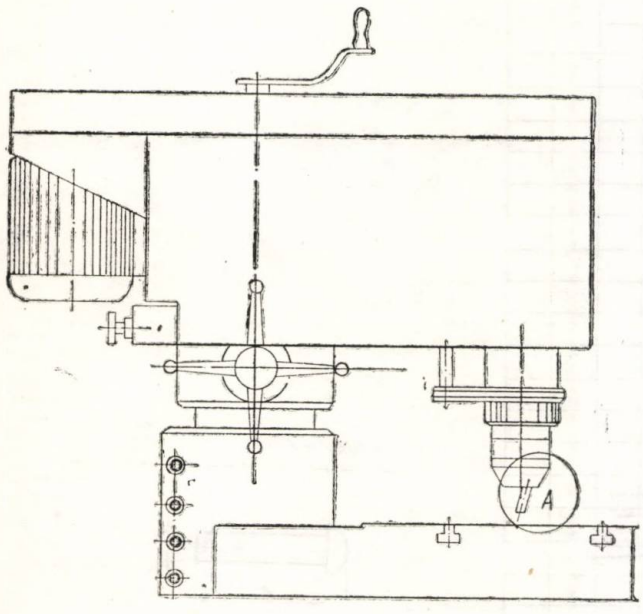
— deformarea materialului se realizează progresiv, cu o viteză relativ mică, ceea ce asigură obţinerea unei forme corecte a capului, cu menţinerea continuităţii fibrajului şi conferă îmbinării o calitate deosebită ;

— în acest mod decurge un pericol mai redus de fisurare a nitului (avantaj important pentru niturile cu mare solicitare mecanică), precum şi în vederea conservării acoperirilor galvanice ;

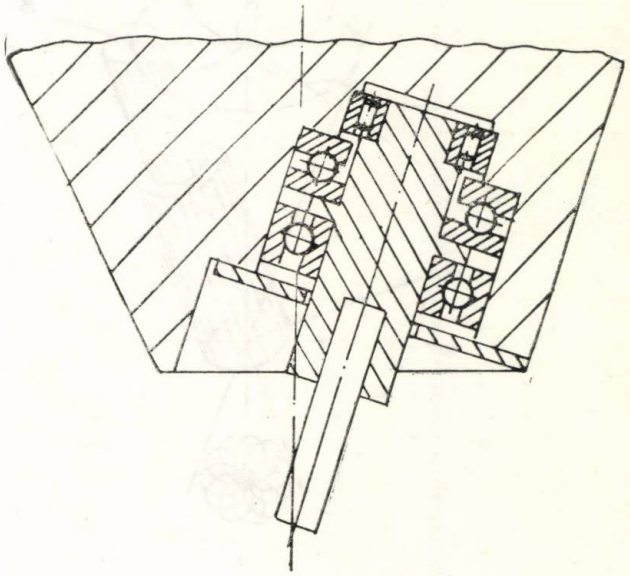
— nivelul de zgomot este foarte redus şi pericolul de accidentare practic inexistent ;

— creşte productivitatea muncii şi deci va scădea preţul de cost.

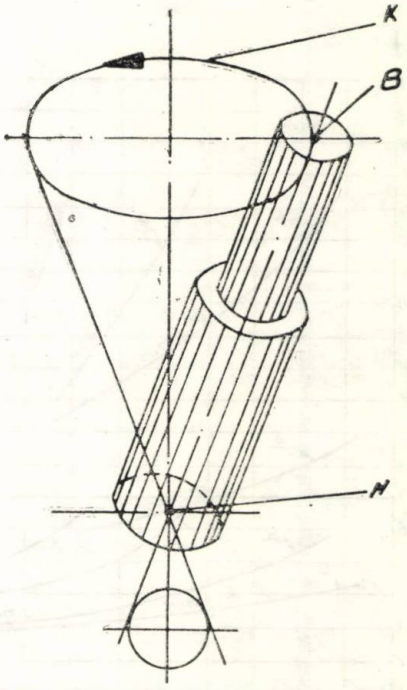
În funcţie de cinematica adoptată pentru executarea rulării se disting două procedee de nituire prin rulare :



a



b



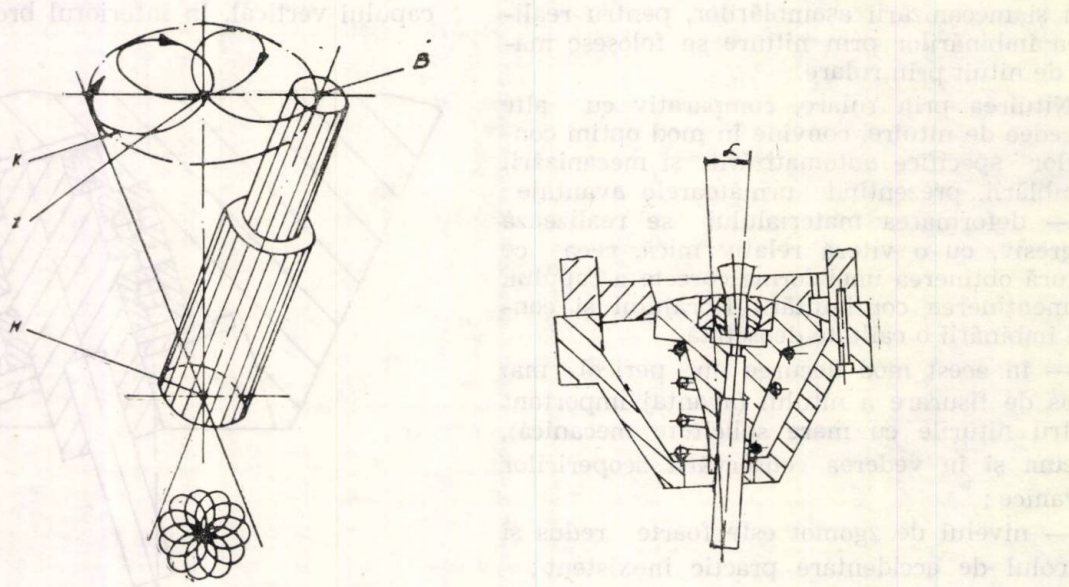
c

Fig. 1 Nituirea prin rulare tangenţială.
a — schema de principiu a unei maşini de nituire prin rulare; b — detaliu — A; c — cinematica nituirii prin rulare tangenţială.

A — **rulare tangenţială** (fig. 1). În capul vertical 1 se roteşte broşa de nituit 2, acţionată de motorul electric **3**, montat pe axul capului vertical. În interiorul broşei este montată buterola **6** într-un alezaj înclinat faţă de axa de rotaţie (vezi detaliul A, fig. 1, b). Între-

gul ansamblu al broşei de nituit se deplasează vertical pe coloana 4, cu ajutorul cilindrului pneumatic **5**.

Din schema cinematică a sistemului (fig. 1, c) se observă că axa buterolei, în mişcare, descrie suprafaţa laterală a unui con, care are vîrful într-un punct *N*, la intersecţia părţii frontale a buterolei, cu periferia nitului. În decursul efectuării traiectoriei *K*, de către centrul B al buterolei, acest punct devine o linie, de lungime egală cu semidiametrul tijei nitului,



a *b*

Fig. 2 Nituirea prin rulare radială.
a — cinematica nituirii prin rulare radială; b — schema de principiu a unui cap de nituire radială.

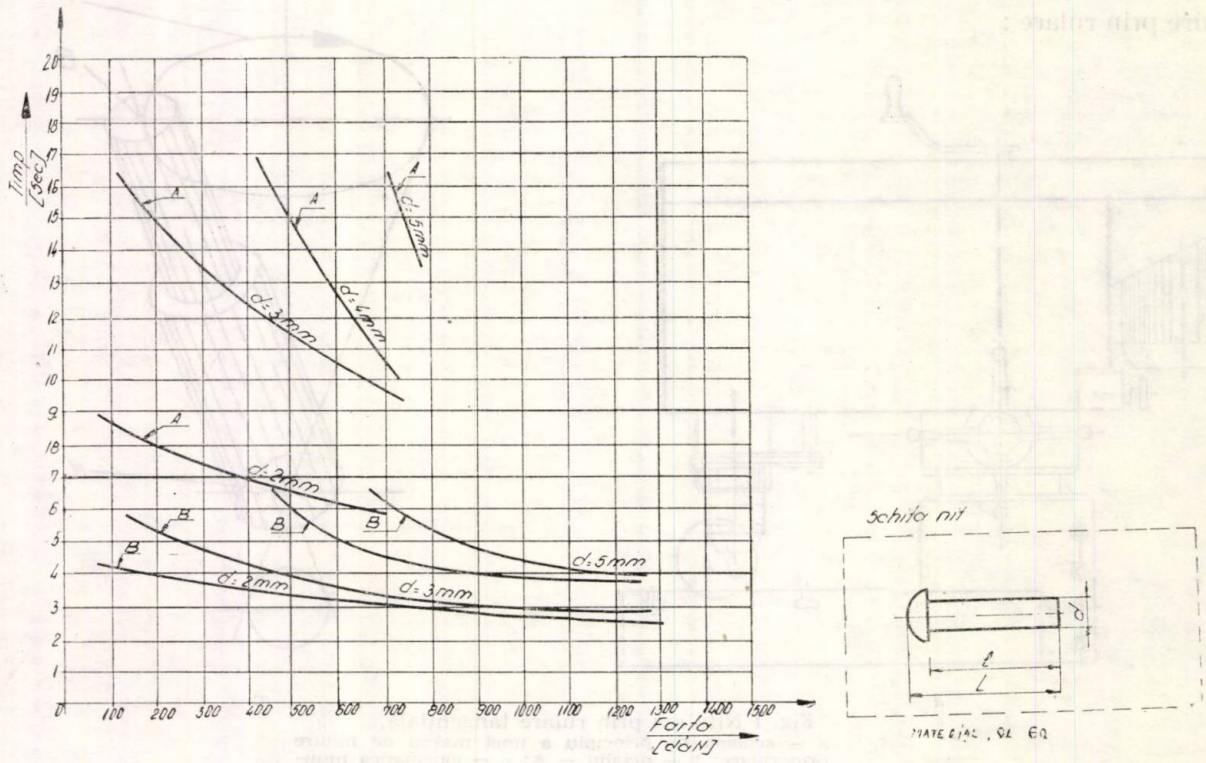


Fig. 3 Diagrama tehnologică a operaţiei de nituire (I.C.T.C.M.)
A — procedeu de nituire prin rulare tangenţială;
B — procedeu de nituire prin rulare radială.

iar forma capului rulat va depinde de forma buterolei (conică, sferică, plană).

Acest procedeu se denumește „rulare tangențială" deoarece traiectoria este dirijată tangențial față de axa nitului. În acest gen de rulare buterola execută o traiectorie după suprafața conică formată, fără a se roti în jurul propriei axe, încît nu va putea interveni nici o alunecare între buterolă și capul nitului.

B — *rulare radială* — (fig. 2). Buterola execută o mișcare mai complexă, după o hipocicloidă sau „în rozetă", la care principala acțiune de deformare a capului nitului se exercită în sens radial.

În urma analizei experimentale comparative a celor două procedee de rulare, executate

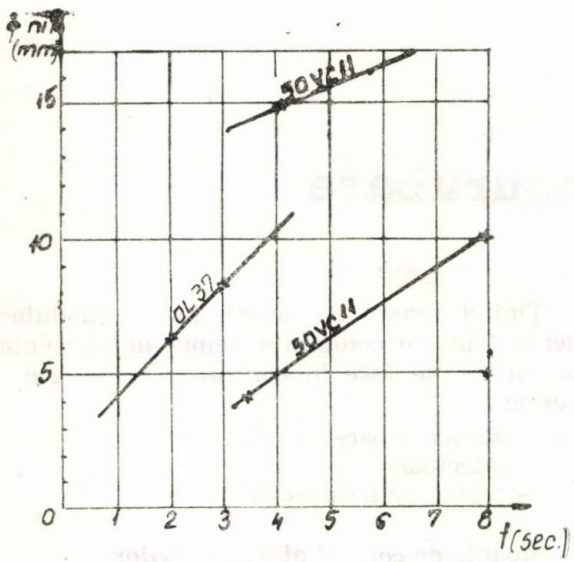


Fig. 4 Dependența timpului de nituire față de dimensiunile și materialele nitului (I.C.T.C.M.).

de către I.C.T.C.M., a rezultat că procedeul de nituire prin rulare radială realizează atît o productivitate mai mare (de cca 2,5 ori) decît cel de rulare tangențială (fig. 3), cît și o calitate superioară a suprafeței și structurii metalografice a capului nitului format.

În figura 3, diagrama tehnologică prezentată în vederea comparației celor două procedee se referă la nituri din oțel OL 60, avînd diametrul d al tijei între (2... 5) mm, pentru care s-a măsurat forța aplicată pentru rulare în funcție de timpul necesar executării operației de nituire.

O explicație posibilă în legătură cu productivitatea procedeului o constituie faptul că în cazul rulării tangențiale se produce o aglome-

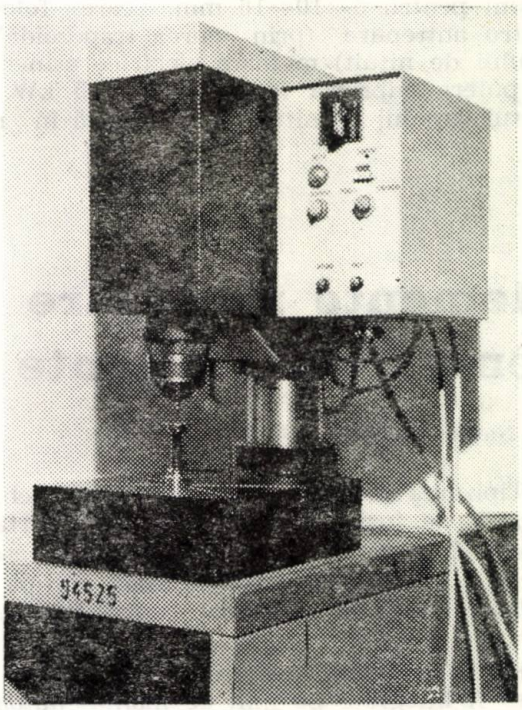


Fig. 5 Mașina de nituit MNR-10.

rare a materialului deformat din axa nitului, ceea ce conduce la durificarea acestei zone. De aci decurge că este necesară o forță de deformare mai mare, sau un timp de prelucrare majorat, deci productivitatea se micșorează, iar materialul în zona respectivă prezintă exfolieri.

Alte încercări efectuate în cadrul I.C.T.C.M., pentru diferite calități de oțeluri ale niturilor,

Caracteristicile mașinilor de nituit

Tabelul 1

Caracteristici principale / Tipodimensiuni	Domeniul de utilizare oțel σ_r 40 daN/mm² [mm]	Turația capului de nituit	Forța de nituire [N]	Procedee de rulare realizat	Presiunea de lucru aer [daN/cm²]	Puterea motorului [kW]
MNR 5	0,5 ... 5	1500	8000	tangențial	6	0,37
MNR 10	1 ... 10	1500	20.000	radial tangențial	6	0,55
MNR 16	2 ... 16	1500	45.000	tangențial	6	1,5

au condus la obținerea dependenței dintre diametrul tijei și timpul necesar pentru prelucrare (fig. 4).

În mod practic s-a apreciat că mașinile de nituit prin rulare trebuie să fie echipate cu capete de nituit care să funcționeze conform ambelor procedee. S-a realizat o serie de trei tipodimensiuni, în funcție de diametrul maxim al nitului care poate fi deformat. Astfel, de exemplu, pentru material avînd efortul la rupere cel mult 40 [daN/mm^2], s-au realizat mașini pentru 5—10—16 mm, care folosesc pentru antrenare (prin curea trapezoidală a capului de nituit) motoare electrice asincrone, de putere cuprinsă între 0,37 ... 1,5 kW. Avansul capului de nituit se realizează în mod pneumatic, prin intermediul unui mecanism cu pîrghie. Principalele caracteristici ale acestor mașini de nituit sînt prezentate în tabelul 1.

În figura 5 este prezentat un tip de mașină de nituit MNR-10, realizată de I.C.T.C.M.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Juen, A.* : Das Radialnietverfahren für hochwertige Verbindungen. In „Schweizer Maschinemarkt", Elveția, 1073, nr. 3.

[2] *Crișan, Ion, Dobre, N.* : Automatizarea montajului în construcția de mașini, Editura tehnică, București, 1979.

[3] *x x x* : Catalog elemente tipizate pentru montaj. I.C.T.C.M. București, 1983.

[4] *x x x* : Prospecte firme Elveția : Bräcker A. G. Bodmer Küsnacst A.G.

CZ : 621.882

Elemente modulare pentru echipamente de înșurubare

Ing. Nicolae **OLARU** — I.C.T.C.M. București

Tipizarea modulelor ce formează echipamentele de înșurubare prezintă o importanță crescîndă, dacă se are în vedere că asamblările demontabile prin șuruburi ocupă o plajă foarte largă în cadrul operațiilor de montaj.

Pentru ca echipamentele de înșurubare să poată fi integrate pe linii de montaj automat, în vederea sistematizării acestora, se impune în prealabil rezolvarea următoarelor etape :

— alimentarea automată cu șuruburi ;

— controlul parametrilor la înșurubare (moment deplasare unghiulară, forțată) ;

— înșurubarea propriu-zisă.

Pentru a asigura parametrii tehnologici prescriși, este necesar un echipament format din combinarea a trei sisteme, interconectate electric între ele.

Sisteme de alimentare automată

Un sistem de „alimentare — orientare — selectare — centrare", format din module bine studiate, conduce la realizarea unui echipament de înșurubare fiabil.

După cum arată și denumirea, sistemul menționat îndeplinește următoarele funcțiuni :

— separă cîte un șurub din vrac ;

— orientează șurubul pe căile de evacuare ;

— eliberează din șir cîte un singur șurub ;

— fixează și centrează șurubul față de gaura filetată din piesa în care trebuie fixat și față de șurubelniță.

Ținînd seama de aceste faze, modularea elementelor ce compun sistemul de alimentare automată se face în concordanță cu ele și anume :

— alimentatoare — vibratoare ;

— selectoare ;

— capete de fixare-centrare.

Module de control al parametrilor

Dacă sistemul de „alimentare — orientare — selectare — centrare „garantează funcționarea corectă a echipamentului de înșurubare, modulele de control al parametrilor trebuie să asigure îmbinări corecte din punct de vedere tehnologic.

În cadrul proceselor moderne de asamblare a mașinilor, se urmărește din ce în ce mai frecvent ca strîngerea unei asamblări filetate să se facă cu respectarea cît mai riguroasă a parametrilor prescriși (moment sau forță de strîngere).

Parametrul ce trebuie respectat, în vederea realizării unei îmbinări corecte, este **forța de strîngere** dezvoltată în asamblare. Din motive tehnologice, acest parametru este controlat prin intermediul momentului de strîngere, al deplasării unghiulare, sau al alungirii părții filetate a elementului de strîngere.

Prescripțiile tehnologice cu privire la respectarea unei anumite forțe existente în îmbinare pot fi respectate numai utilizînd echipamente de înșurubare prevăzute cu elemente de control ai parametrilor.

Spre exemplu, în industria aeronautică, de motoare termice, de automobile, mecanică fină etc., documentația tehnologică pretinde realizarea unor îmbinări prescrise, cu un cîmp de toleranță de $\pm 5\%$ din valoarea nominală a parametrului prescris.

Astfel, de exemplu, sistemul de control al momentului trebuie să ofere posibilitatea supravegherii procesului pe întreaga plajă de lucru.

Atingerea acestui deziderat se poate realiza prin strîngerea în două etape și anume : prestrîngere și strîngere finală.

Pentru sesizarea situațiilor ce pot apărea în timpul procesului de înșurubare automată, cum ar fi introducerea incorectă a șurubului în gaură, sau ruperea acestuia în timpul înșurubării, se utilizează diferite module de control mai complexe.

În decursul înșurubării piulițelor pe prezoane, se controlează forța din îmbinare prin intermediul citirii alungirii prezonului.

În cazul asamblării prin șuruburi, se utilizează module care pot controla-atît momentul, cît și deplasarea unghiulară a capului șurubului.

Intercondiționarea celor doi parametri este prezentată în diagrama din figura 2.

Se observă că domeniul optim al diagramei este cuprins între limitele ($M_{max} - M_{min}$) și ($\varphi_{max} - \varphi_{min}$), pentru valori ale cuplului evoluînd peste M_p, conform curbei **II**.

În cazul în care piulița se așează într-o poziție necorespunzătoare pe filetul șurubului, cuplul crește conform liniei punctate **I**, fără a se asigura deplasarea unghiulară corespunzătoare, iar atunci cînd filetul este deteriorat, nu se mai poate atinge valoarea prescrisă (curba punctată III) pentru cuplul de înșurubare.

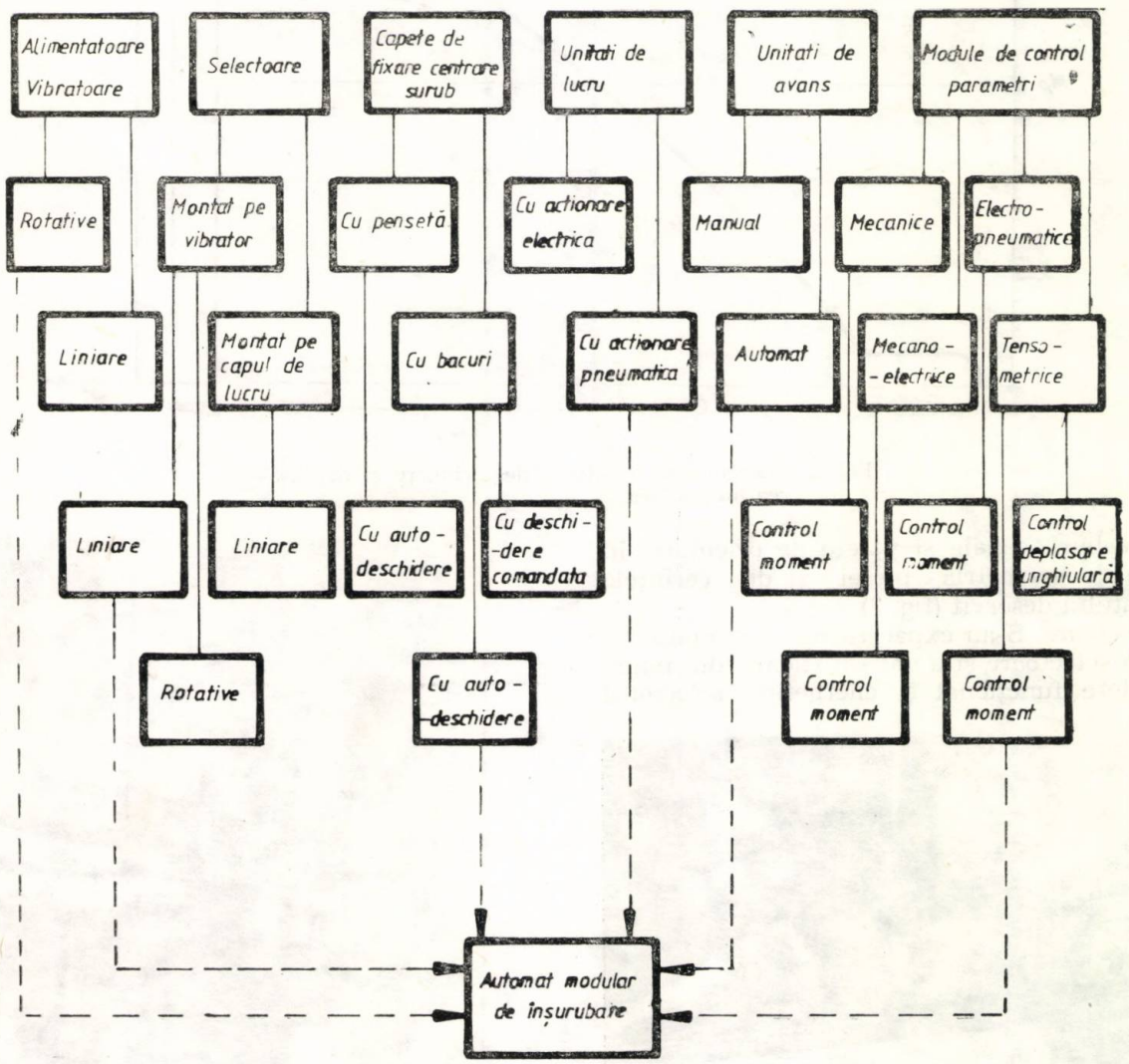


Fig. 1 Clasificarea modulelor pentru elemente de înșurubare.

Elemente speciale pentru echipamente de înșurubare executate de ICTCM

Alimentatoare-vibratoare. Se utilizează alimentatoare-vibratoare rotative ce se echipează cu jgheaburi, canale și palete de orientare, în funcție de geometria piesei și de cerințele automatului deservit (fig. 3).

Selectoare. S-au experimentat mai multe tipuri de selectoare și a dat satisfacție, din punct de vedere funcțional și energetic, selectorul liniar, ce poate fi amplasat fie pe vibrator, fie pe capul de fixare-centrare (fig. 4).

Capete de fixare-centrare a șuruburilor. Dintre variantele constructive de capete de fixare-centrare a șuruburilor care au fost testate, au fost asimilate capetele de lucru cu autodeschidere ce pot fi echipate cu bacuri,

I Poziție relativă defectuoasă între șurub și piuliță
II Îmbinare corespunzătoare
III Filet deteriorat în timpul înșurubării
IV Zona hașurată : Domeniul optim

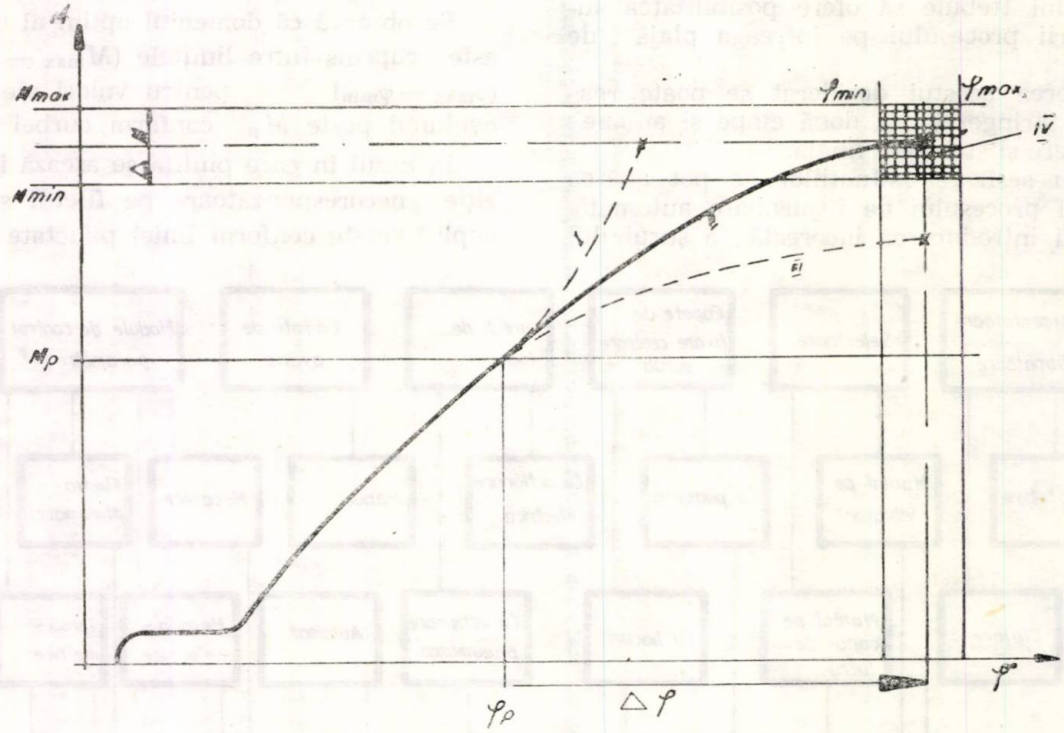


Fig. 2 Diagrama momentului de strîngere și deplasarea unghiulară

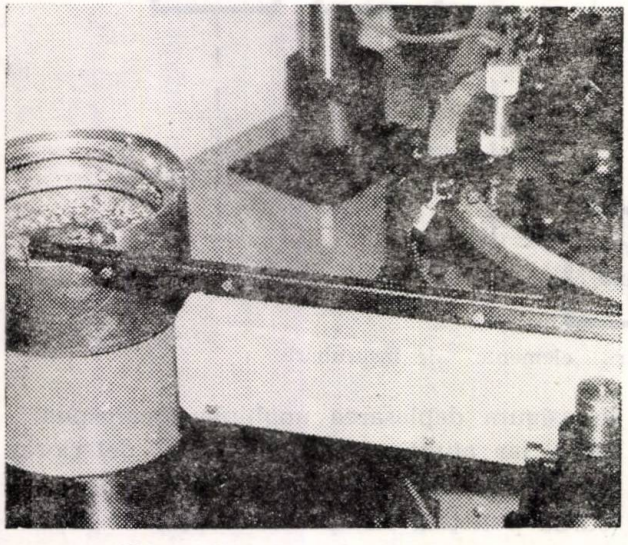


Fig. 3 Alimentatoare — vibratoare.

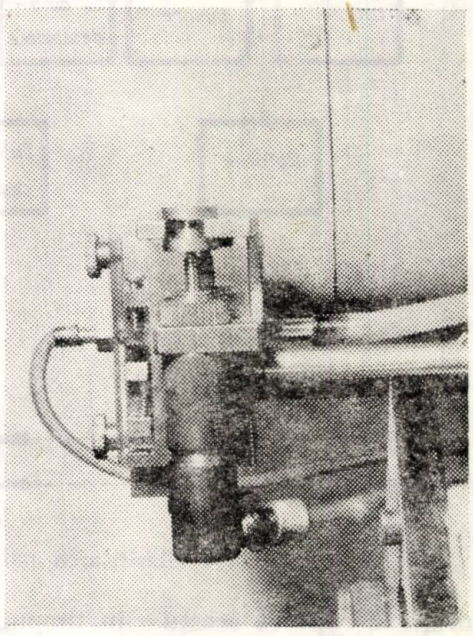


Fig. 4 Selectoare.

sau cu pensetă. S-a optat pentru aceste soluții, pentru a se evita posibilitatea ratării înșurubării din cauza abaterilor de la forma geometrică a șuruburilor și datorită faptului că aceste soluții sînt ușor de executat (fig. 5).

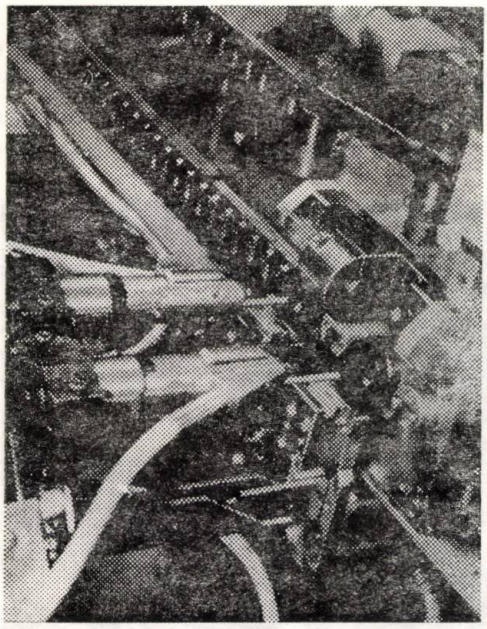


Fig. 5 Capete de fixare — centrare a șuruburilor.

Unități de lucru. Automatele de înșurubat de acest tip sînt echipate cu scule de înșurubare, care există în producția de serie.

Unități de avans. Avînd în vedere că sursa de acționare a sistemului este cu aer comprimat, pentru asigurarea avansului se utilizează unități cu acționare pneumatică (fig. 6).

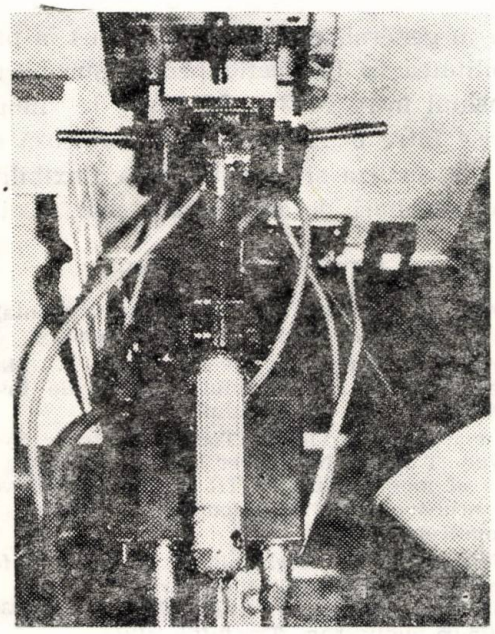


Fig. 6 Unități de avans cu acționare pneumatică.

Module pentru controlul parametrilor. În funcție de condițiile impuse tehnologic și de gradul de automatizare a linei de montaj deservită de unitățile de înșurubare, se poate utiliza unul din următoarele module de limitare a parametrilor.

— cuplajul mecanic de siguranță ;

— modul mecano-electric de limitare a momentului ;

— modul tensometric de control al momentului.

Mașinile obișnuite de înșurubare sînt prevăzute cu cuplaj mecanic de siguranță cu bile, montat în interiorul mașinii, care decuplează mecanic capul de înșurubare în momentul atingerii cuplului prescris.

Modul mecano-electric de limitare a momentului

Pentru a se crea posibilitatea intregrării modulului de limitare a momentului într-un sistem de automatizare s-a conceput o varintă mecano-electrică. Modulul a fost realizat folosind o mașină pneumatică din fabricația de serie, completată cu un sistem de limitare a cuplului, situat în exteriorul mașinii. Astfel în acest scop se folosește un traductor mecanic (arc) acționat de o camă specială. Principiul funcțional se bazează pe faptul că, în carcasa elementului modular, va apărea un cuplu reactiv atunci cînd valoarea momentului prereglat este depășită. Traductorul transmite semnale electrice în sistem prin intermediul unor microîntrerupătoare. Aceste semnale pot comanda întreruperea aerului comprimat sau a curentului electric din mecanismul de acționare a sculei sau pot comanda producerea unor semnale acustice sau luminoase care înregistrează atingerea momentului de strîngere prescris sau pot declanșa un dispozitiv de control cu stropire de vopsea, pentru a certifica atingerea cuplului prescris. Un exemplu realizat este prezentat în figura 7.

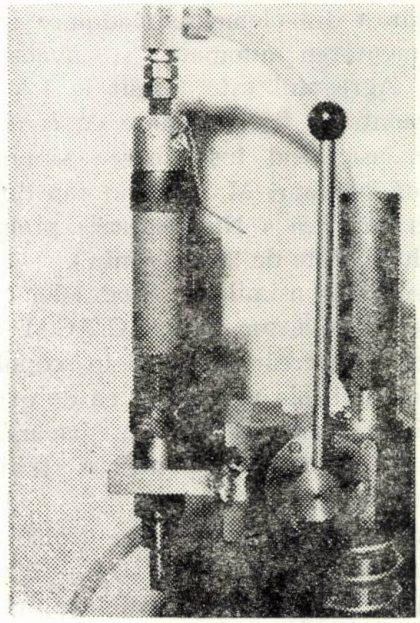


Fig. 7 Modul mecano-electric cu limitoare a momentului.

Modul tensometric de control al momentului

Pentru obținerea unei precizii ridicate a valorii de limitare a cuplului se utilizează module echipate cu traductori tensometrici. Acest sistem se bazează pe transformarea în semnale electrice a tensiunilor ce apar într-un ax torsionat. Deci, prin echiparea sis-

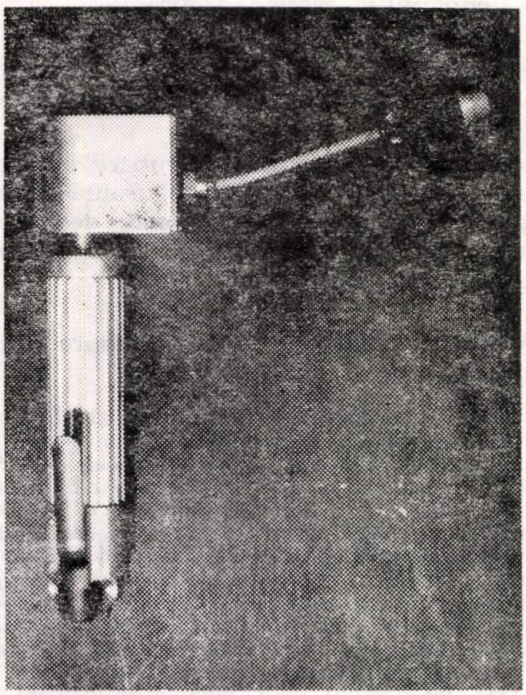


Fig. 8 Modul tensometric de control al momentului.

temului cu traductori tensometrici și cu aparatura de citire adecvată, se poate controla procesul de înșurubare (fig. 8).

În figura 9 este prezent un post automat de înșurubare, executat la I.C.T.C.M., acesta fiind alcătuit din elemente modulare care asigură alimentarea automată și avansul pneumatic. Agregatul este folosit la I A.S. Titu pentru montarea fișei bipolare cu contact de protecție, asigurînd înșurubarea simultană a celor două șuruburi M 3, cu un cap dublu, cu un cuplu de circa 4 Nm necesar premontării și o productivitate de 20 (buc/min.).

În decursul asimilării modulelor pentru echipamente de înșurubare, I.C.T.C.M. a efectuat diferite încercări și studii în scopul rezolvării unor multiple probleme ca de exemplu :

— determinarea geometriei bacurilor de prindere a șuruburilor pentru o poziționare corectă în fața găurii filetate ;

— stabilirea corespondenței dintre geometria bacurilor și raportul — D/L— al șurubului de filetat, existînd o situație optimă — desigur — pentru șuruburi cu lungimea — L — mai mare ;

— optimizarea profilului căilor de ghidare a șuruburilor de diferite dimensiuni în fața sculei și a orificiului ;

— optimizarea frecvenței și amplitudinii de lucru a vibratoarelor pentru diversele dimensiuni ale șurubului.

Se apreciază însă, că — în continuare — trebuie efectuate studii pentru a se pune la punct traductoarele — înregistratoare de cuplu pentru măsurări de precizie. Totodată se con-

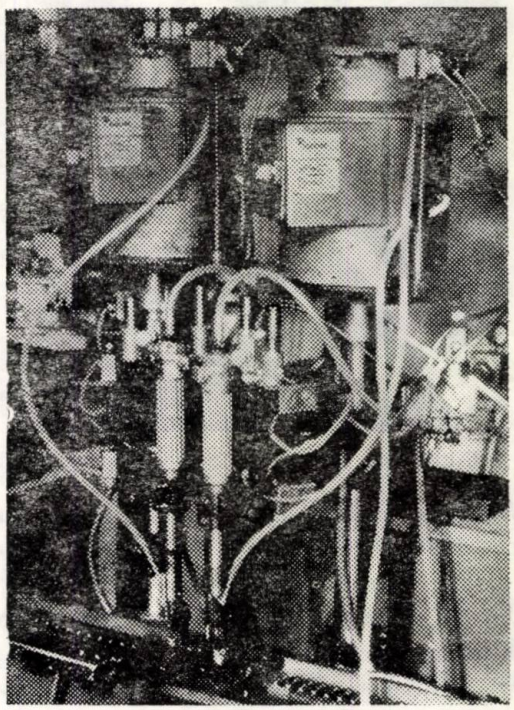


Fig. 9 Post automat de înșurubare.

sideră în general, că I.C.T.C.M. a pus la punct flexibilitatea în fabricație pentru șuruburi de dimensiuni între M 3 ... M 5 și de lungimi cuprinse între 8 ... 25 mm, dar urmează a se trece la analiza și la extinderea flexibilității pentru șuruburi de dimensiuni mai mari.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crișan, I., Dobre, N.* : Automatizarea montajului în construcția de mașini, Ed. Tehnică, 1979.

[2] *Crișan, I.* : Brevet de Invenții 73432/1979. Mașină de înșurubat cu controlul cuplului de înșurubare și afișarea rezultatului.

[3] *x x x* : Atlas COPCO. Torque Control System Type T R for Nutrunner Motors. Sistem de conrol al momentului tip TR pentru dispozitive de înșurubare a piuițelor (cuplate cu motoare pneumatice) — 1975.

[4] *Westerlund, B.* : Tightening of threaded fosteners, 1974. (Dispozitive de strîngere prin filetare). In „Toolls" — Printed Motter nr. 40364 — 1975-05 publicat în „Trycluft", 1/1974.

[5] x x x : Catalog de elemente I.C.T.C.M. 1983.

CZ : 621-52:625.44

Montajul mecanizat și automatizat în industria auto

Dr. ing. Gabriela **CRIȘAN**, ing. Marin **MOLDOVEANU** — I.C.T.C.M. București

Pentru a analiza stadiul actual și perspectivele montajului autorizat, este necesară o succintă prezentare a situației existente în industria mondială a automobilelor. Din cauza unui grad redus de automatizare în domeniul montajului final și al caroseriei, față de operațiile de prelucrare a pieselor, costul încă ridicat al manoperei la montaj, influențează asupra manoperei totale. Statistica costurilor manoperei în industria internațională a automobilelor față de Japonia (considerată drept criteriu de comparație), se prezintă astfel : Japonia — 100 % ; Suedia, S.U.A. — 152,54 % ; R.F.G. — 169,5 %.

Gradul de automatizare în domeniul montajului final și al caroseriei reprezintă cel mult 10 %, față de domeniul prelucrării prin așchiere, formării și sudării, operații care au atins grade de automatizare de 60—90 %. De aceea, astăzi, din cheltuielile directe de manoperă necesare pentru execuția unui autovehicul, circa 40% revin încă montajului. **Starea automatizării montajului autovehiculelor se prezintă astfel :**

— de-a lungul unor linii se montează diverse ansamble și subansamble ca: motor, cutie de viteze, axele schimbătoarelor de viteze, osiile din spate, semiosiile din față, amortizoare și mecanisme de direcție, cu un grad de automatizare cuprins între 20 . . . 70 % ;

— stațiile de montaj manual și automat sînt legate între ele, în majoritatea cazurilor, prin transportoare (montaj glisant) ;

— pentru a se reduce cheltuielile de organizare, schimbările de flux tehnologic în vederea extinderii, etc., posturile de lucru se prevăd cu magazii sau locuri de așteptare programabile (stocuri tampon între posturi) ;

— pînă **în prezent,** în general, au fost automatizate în domeniul montajului, aproape la toate firmele constructoare de autovehicule, următoarele operații :

— asamblările prin înșurubare cu un cuplu prestabilit sau prin știfturi presate ;

— operații de alimentare cu lubrifianți și lichide de răcire, pulverizarea unor substanțe de etanșare, aplicarea unor substanțe de lipire ;

— operații de control ale jocului palierilor și etanșeității ;

— operații de măsurare în vederea determinării unor momente sau a sortării pieselor pentru un montaj selectiv ;

— marcarea prin vopsea, impregnare sau corodare ;

— operații de deformare plastică ca : bordurare, îndoire, sertizare, evazare, ș.a. ;

— operații de manipulare ca : alimentarea și evacuarea de piese, rotirea, inversarea poziției acestora ;

— operații de sudare continuă sau prin puncte în construcția șasiului autovehiculului.

În stadiul actual, **principalele dificultăți** care frînează mecanizarea și automatizarea montajului final al subansamblelor și ale premontajului în industria auto sînt :

— serii de fabricație relativ reduse, datorită variantelor prea numeroase de autovehicule, chiar ale aceleiași firme ;

— cheltuielile încă mari pentru fazele de pregătire (orientarea, alimentarea cu piese) a montajului unor subansamble ;

— structurile sistemelor existente pentru automatizare, în special pentru montajul final, sînt necorespunzătoare, deoarece înlănțuirea modulară a posturilor manuale și automate, precum și montajul automat pe transportor rămîne încă o soluție tehnică costisitoare ;

— în afara asamblării propriu-zise, montajul mai cuprinde și alte operații auxiliare ca de exemplu : operații de ajustare și păsuire, controlul vizual, ș.a., toate acestea se pretează greu automatizării ;

— unele subansamble sînt de construcție complicată, sau cu multe elemente care necesită îmbinări, cu toleranțe foarte strînse în multiple planuri și direcții, construcții care nu pretează automatizării ;

— nu sînt totdeauna prevăzute, din proiectare, axe sau suprafețe de fixare sau de ghidare, în vederea montajului ;

— alimentarea posturilor de pe liniile de montaj cu piese de forme complicate, sau îndoite este foarte dificilă, forme care prezintă diferențe mari de dimensiuni între cotele aceluiași reper (axe sau tije subțiri lungi, rondele) sau cele care au tendința de a se încurca (resoarte, elemente arcuite din tablă cu proeminențe) ;

— carcasele turnate, cu toleranțe foarte largi sau foate strînse, îngreunează montajul.

Cu alte cuvinte, pentru a se realiza cu ușurință automatizarea montajului, trebuie elaborată încă din faza de proiectare **o construcție favorabilă montajului** sau o **construcție tehnologică pentru montaj**. Unele indicații laconice de pe desenele pieselor, în scopul lămuririi montajului, sînt insuficiente. De altfel colaborarea clasică dintre proiectare, tehnolo-

gie și pregătirea fabricației se impune a fi extinsă și condițiilor de montaj, în scopul optimizării procesului și costului acestuia.

Perspectivele de dezvoltare în domeniul automatizării montajului se referă la :

— montajul subansamblelor ;

— montajul final.

Montajul subansamblelor

Pentru realizarea montajului subansamblelor se vor folosi utilaje caracterizate printr-un **grad mai mare de flexibilitate** și de automatizare. În acest scop se preconizează îndeplinirea următoarelor condiții :

— proiectarea unor piese și subansamble în **construcții tehnologice pentru montaj** sau care să se caracterizeze printr-o **tehnologicitate** corespunzătoare ;

— adoptarea unor tehnologii moderne, avansate, de asamblare și alimentare cu piese a liniei de montaj.

În acest sens, se preconizează automatizarea chiar și a lucrărilor dificile care astăzi se execută manual, ca de exemplu : asamblarea și montarea arborilor motori, ori a pistoanelor în blocul cilindrilor, prin folosirea unor manipulatoare cu senzori simpli, sau a unor aparate auxiliare automate.

— în vederea dezvoltării și verificării tehnologiilor noi de asamblare, firmele constructoare fac încercări prealabile pe bancuri de probe pentru diferite operații de montaj. Astfel, se studiază diverse îmbinări și înșurubări cu toleranțe strînse (știfturi, filete de precizie, etc), și se testează diverse tipuri de senzori, diverse dispozitive de apucare, suspensiile și amortizoarele acestora. Totodată, se analizează și relația dintre forțele, momentele și parametrii caracteristici ce apar în diverse îmbinări (abateri de poziție, erori unghiulare, calitatea suprafețelor, etc.) ;

— reducerea numărului de tipuri și variante ale subansamblelor, folosind consecvent principiul modular și cît al elementelor tipizate ;

— înlocuirea posturilor de montaj destinate pentru cîte o singură operație, cu posturi de montaj flexibile, care utilizează în largă măsură tehnica roboților industriali și a manipulatoarelor flexibile pentru a alimenta, a evacua și a schimba poziția pieselor de-a lungul liniei.

În scopul optimizării și modulizării automatizării montajului, s-au elaborat unele clasificări detailate, codificate, ale pieselor pentru automobile și ale modurilor posibile de manipulare a acestora. Asemenea **clasificării morfologice** au fost elaborate de mai multe institute de cercetări de specialitate (universitatea Massachusets — S.U.A., Universitatea Stuttgart — R.F.G. etc).

Montajul final

În deceniul următor **eforturile de automatizare** se vor manifesta în **special în domeniul montajului final.**

Premizele automatizării acestuia sînt :

— **construcție favoabilă montajului,** cu puține secțiuni de îmbinare, cu număr redus de piese netipizate, de construcție rigidă cu asamblări prin autocentrare ;

— toate piesele care sînt manipulate cu dispozitive automate, trebuie să fie precis tolerate ;

— introducerea unor tehnologii noi în construirea liniilor automate de montaj și a altor elemente constructive tipizate, (procedee de asamblare, manipulare, alimentatoare și totodată a unor **stocuri de piese tampon** intermediare pe parcursul liniei.

Se impune a se lua măsurile pregătitoare, pentru că în următoarea perioadă să se poată desăvîrși, pas cu pas, automatizarea atît de complexă și de dificilă a montajului final.

Astfel, în prima etapă se preconizează a se realiza automatizarea montării mecanismului de rulare și de antrenare al automobilului, a farurilor, a suspensiei și amortizoarelor, a plafonului, scaunelor și tabloului de bord.

Dezvoltarea sistemelor de montaj automatizat pentru montajul subansamblelor autovehiculelor

Tabelul 1

Pericada	Modul de deplasare a liniei de montaj	Mijloace de transport pe linia de montaj	Poziționarea pieselor	Grad de automatizare
1920—1965	intermitent	transportor suspendat	de loc	0%
1955—1975	continuu	conveior în circuit închis	de loc	0%
1965 pînă azi	cu tact reglementat	dispozitiv de trasfer cu indexare	pe dispozitivul purtător de piese	5 . . . 10%
1975 pînă azi	cu tact liber	transportor (cu bandă cu role etc.)	pe dispozitivul purtător, sau piese direct pe bandă	20 . . . 70%

Aceste realizări vor constitui concretizarea tendinței de dezvoltare a montajului subansamblelor din domeniul automobilelor, începută cu 25 ani în urmă (tab. 1).

În țara noastră industria auto reprezintă o ramură de bază a industriei constructoare de mașini. După cum se știe, varietatea mare de ansamble și subansamble, caracteristică acestei ramuri, diferă prin numărul de piese pe unitate de produs, prin volum, greutate etc.

În procesul de automatizare și mecanizare a montajului auto se urmărește, desigur alegerea formei optime de organizare tehnologică și stabilirea parametrilor de bază ai montajului și anume :

— numărul locurilor de muncă (posturilor) ;
— tactul de montaj ;
— capacitatea orară a liniei ;
— timpul de montaj ;
— condițiile de sincronizare a operațiilor ;
— masa sau/și volumul produsului ;

Folosind aceste criterii, în domeniul specific al construcției auto, pentru a se alege sistemele convenabile de montaj, se aplică următoarea clasificare :

1 — subansamble auto cu număr redus de repere, cu greutate și volum mic ;

2 — subansamble auto cu număr mediu de repere, cu greutate și volum mediu ;

3 — subansamble auto cu număr mare de repere, cu greutate și volum relativ mare.

În cele ce urmează, se prezintă unele din realizările I.C.T.C.M. în domeniul amenajării unor utilaje de montaj pentru diverse subansamble de autovehicule.

Subansamble auto cu număr redus de repere, cu greutate și volum mic

Mașină semiautomată pentru asamblarea bielei autoturismului Dacia — 1300 (fig. 1) în vederea prelucrării de semifinisare a alezajului capului cu o productivitate de 120 bucăți/oră. Această mașină este cu transfer, cu mișcare de rotație, cu patru posturi de montaj, alimentate prin intermediul unei mese indexate, acționate electromagnetic. Comanda mesei rotative, conform tactului impus, este asigurată prin intermediul unui mecanism cu cruce de Malta. De la masa indexată, mișcarea se comunică, prin intermediul unei transmisii cu lanț, unui mecanism cu două came ale posturilor 3 și 4. Elementele componente principale ale mașinii semiautomate de asamblare a bielei sînt :

— postul de lucru **1** — **alimentarea**. Pe dipozitivul — purtător se așază, manual, corpul bielei cu șuruburile presate în porțiunea de ghidare ;

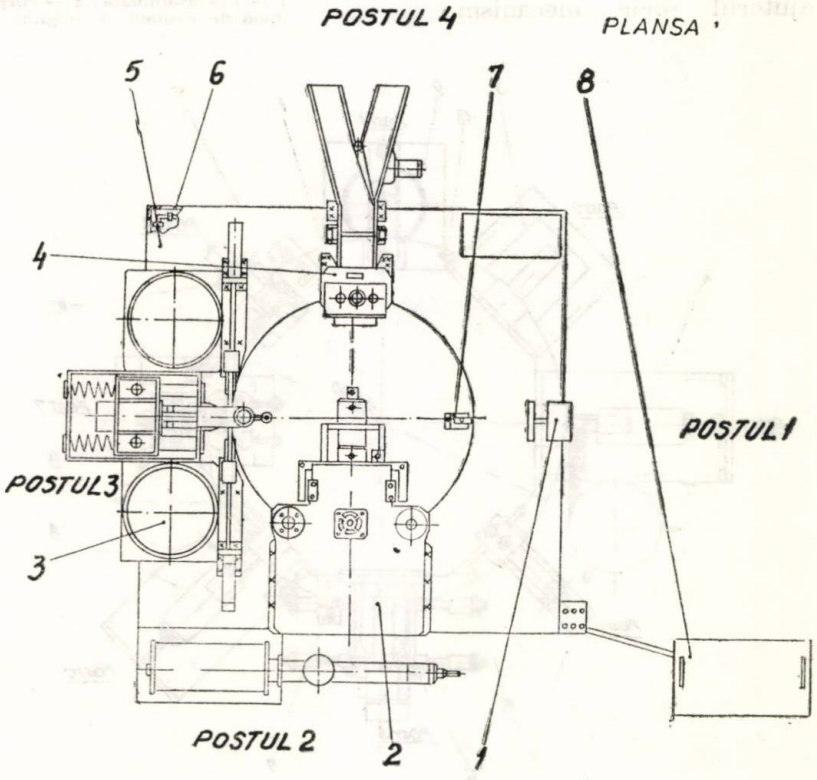


Fig. 1 Mașină semiautomată pentru asamblarea bielei autoturismului DACIA 1300.

— postul de lucru 2 — **presarea și strîngerea.** Se face presarea finală automată a șuruburilor ;

— postul de lucru 3 — **înșurubare.** Alimentarea automată cu piulițe și înșurubare automată la cuplu prescris ;

— postul de lucru 4 — **control operație și evacuare.** Evacuarea automată a pieselor în urma unei sortări prealabile ;

— masa mașinii ;

— instalație pneumatică ;

— dispozitiv purtător de fixare a elementelor bielei ;

— tabloul electric de comandă.

Mașină semi-automată pentru montajul întrerupătorului „STOP" pentru autoturismul DACIA—1300. Întrerupătorul „STOP" al autoturismului DACIA—1300 (fig. 2), în această fază de montaj, posedă cinci repere. Montajul subansamblului se face pe o masă rotativă tipizată, care posedă opt posturi de lucru, dintre care șapte sînt automate (fig. 3).

Alimentarea posturilor de lucru cu reperele componente (lamelele de contact, capacul etc.) se realizează cu ajutorul unor mecanisme, antrenate de axele batiului și prin intermediul unor dispozitive speciale de apucare și așezare a pieselor, care acționează prin depresiune. Tactul de lucru este de 4 sec., iar puterea motorului de antrenare de 1,1 kw la 1500 rot/min, înălțimea de lucru fiind de 880 mm.

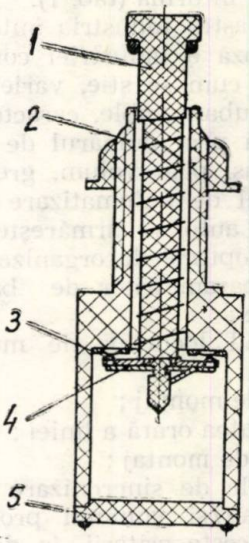


Fig. 2 Întrerupătorul „STOP" — pentru autoturismul DACIA — 1300.
1 — tijă asamblată; 2 — corp (subansamblu); 3 — lamelă de contact; 4 — șaibă de siguranță; 5 — capac.

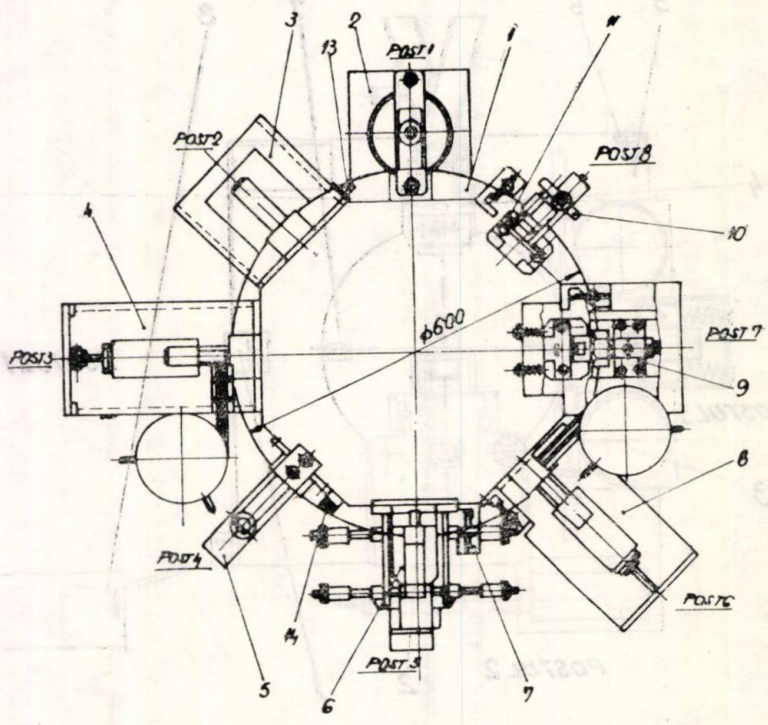


Fig. 3 Mașină semiautomată pentru montajul întrerupătorului „STOP" pentru autoturismul DACIA — 1300.
1 — masă rotativă indexabilă; 2 — post alimentare subansamblu corp (automat); 3 — post alimentare subansamblu tijă și șaibă de siguranță (manual); 4 — post alimentare lamelă de contact (automat); 5 — post presare tijă în lamelă de contact (automat); 6 — post inscripționare (automat); 7 — dispozitiv rotire cu 180° a subansamblului (automat); 8 — post alimentare capac (automat); 9 — post bordurare capac (automat); 10 — post evacuare (automat); 11 — dispozitiv purtător; 13, 14 — microîntrerupător pentru control.

Maşina pentru montajul supapelor pompei de benzină pentru autoturismul OLTCIT (fig. 4). Montajul acestor subansamble se execută pe o masă rotativă acţionată pneumatic, la o presiune de 4,6 daN/cm^2. Masa posedă

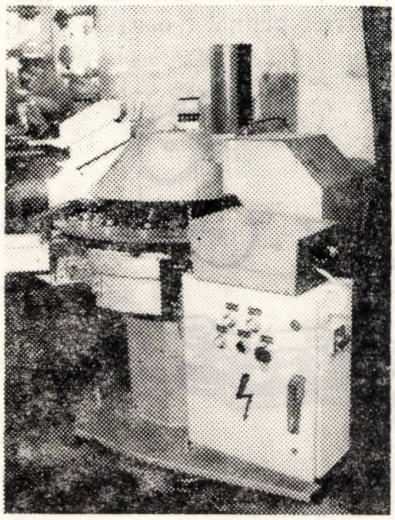


Fig. 4 Maşină pentru montajul supapelor pompei de benzină pentru autoturismul OLTCIT.

patru posturi de lucru, din care două sînt automate, iar două sînt mecanizate, asigurînd o productivitate de 87 buc./oră, pentru o încărcare a instalaţiei în proporţie de 80%. Cele cinci repere ale supapei pompei de benzină sînt :

— scaunul clapetei ;
— clapetă ;
— rondela ;
— resortul ;
— bolţul.

şi se montează în următoarea ordine :

postul 1 — alimentare bolţ şi introducere resort pe bolţ manual ;

postul 2 — se introduce rondela şi scaunul clapetei (manual) ;

— postul 3 — sertizarea bolţului pe scaunul clapetei (automat) ;

postul 4 — evacuarea ansamblului (automat).

Subansamble auto cu număr de repere, cu greutate şi volum mediu

Agregatele folosite pentru montajul acestor subansamble necesită un număr mai mare de posturi de lucru. Pentru a menţine funcţionarea cît mai sigură a acestora, posturile de lucru sînt în general mecanizate :

Linie pentru montajul pompelor de benzină (fig. 5). Se află în funcţiune la I.P.S.A. — Scorniceşti. Montajul pompei de benzină se face în 9 ... 12 posturi individuale de lucru. Transferul din post în post se realizează cu ajutorul unei benzi transportoare înguste, aşezate între masă şi operator.

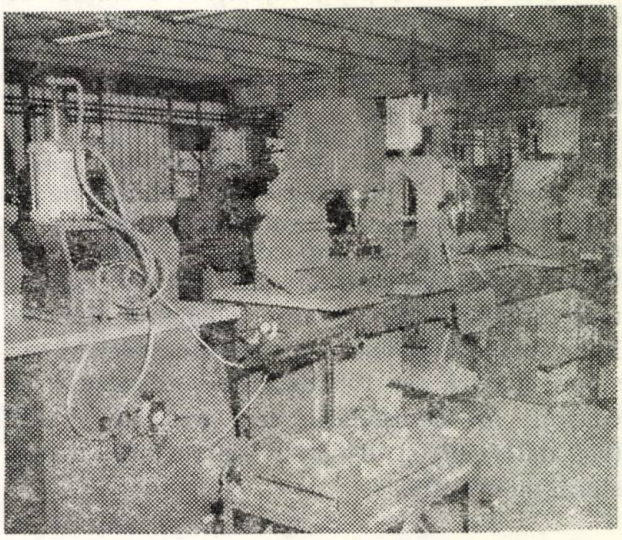


Fig. 5 Linie montaj pompe de benzină (Fabrica piese auto Scorniceşti).

Linie pentru montajul injectoarelor Bosch, pentru I.M.F. — Sinaia (fig. 6). Montajul acestor piese se face de-a lungul unei linii cu mai multe secţiuni, la înălţime de lucru de 900 mm, executîndu-se (în afară de operaţii de asamblare şi operaţii de control) determinări

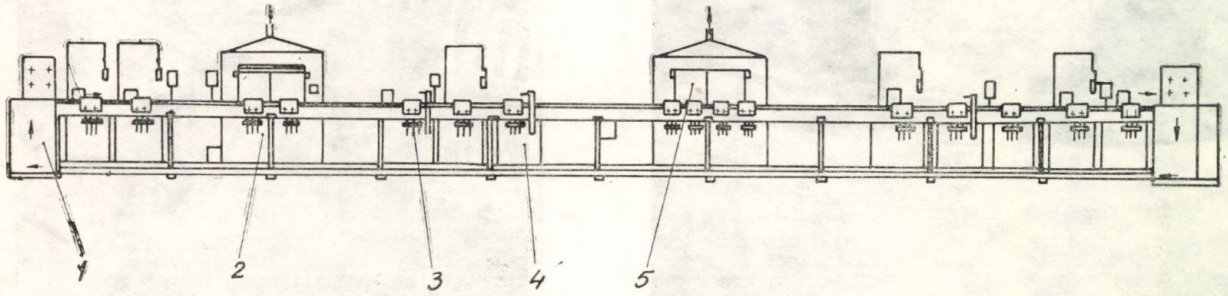


Fig. 6 Linie mecanizată pentru montajul injectoarelor BOSCH pentru I.M.F. Sinaia.

1 — bandă dublă tipizată de montaj; 2 — banc de spălare la presiune ridicată; 3 — post de control la etanşeitate; 4 — banc de rodaj.

de elemente de reglaj, probe de etanşare etc. Lungimea liniei este de 19 m, avînd 13 posturi de lucru, cu un tact liber de 4 bucăţi/min. Între posturi este prevăzut spaţiu, pentru un stoc tampon de 2 ... 3 palete purtătoare (pe o paletă se asamblează trei injectoare). Construcţia prevede o bandă dublă tipizată, pe calea de rulare superioară deplasîndu-se cărucioarele antrenate cu lanţ articulat. Întoarcerea cărucioarelor se face pe calea de rulare inferioară, care trece printr-o carcasă de tablă în care sînt montate şi conductele instalaţiei pneumatice. Pe fiecare paletă-purtătoare sînt fixate, la primul post de lucru, cîte trei corpuri de injectoare, care apoi pot fi rotite în jurul celor trei axe şi indexate în diferite poziţii. Cuplarea şi decuplarea cărucioarelor de pe lanţul cu mişcare continuă se face de către fiecare operator. La ultimul post, injectorul asamblat se demontează, iar căruciorul purtător este coborît pe calea inferioară, cu liftul de capăt, şi readus automat în poziţie iniţială. Accesul dispozitivului în liftul de ridicare se face tot automat, intrarea în liftul de urcare fiind dedeclanşată de un selector. Pentru toate operaţiile, paletele — purtătoare sînt ridicate de pe calea de rulare cu ajutorul unui cilindru pneumatic. În afară de suporţi — echilibrori, rotativi, scule standard de înşurubare, containere gravitaţionale şi alte elemente tipizate, linia comportă unele echipamente speciale ca : stand spălare (la 100 daN/cm^2) dispozitiv de control al etanşeităţii la presiune înaltă (600 daN/cm^2) şi dispozitiv de reglare a presiunii de injecţie.

Subansamble auto cu număr mare de repere, greutate şi volum relativ mare

Din această categorie I.C.T.C.M. a proiectat, pentru autocamioanele fabricate la Braşov,

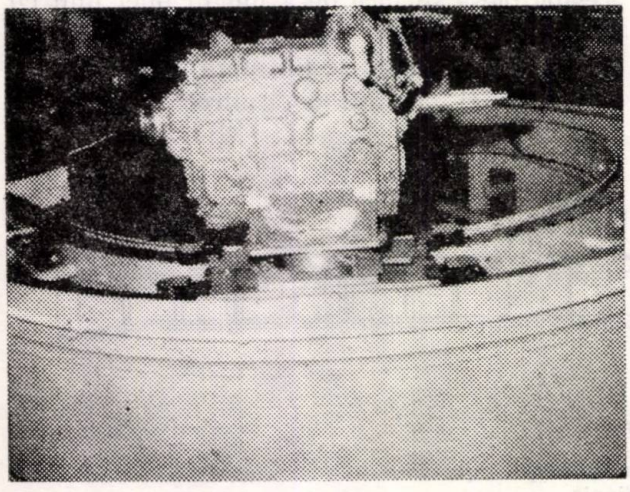


Fig. 7 Linie de montaj pentru cutiile de viteze AK 535 şi AK 680 pentru autocamioane Braşov (la I.M.A.S.A. — Sf. Gheorghe).

linia de montaj pentru cutii de viteze AK 535 şi AK 680 (fig. 7) pusă în funcţiune la I.M.A.S.A. Sf. Gheorghe.

Montajul general al cutiilor de viteză se face pe un transportor în circuit închis, cu lanţuri articulate, avînd eclise de formă specială, folosite pentru prima oară la noi în ţară,

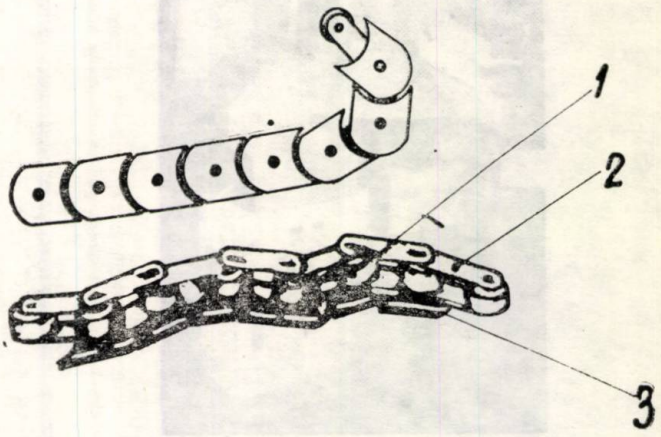


Fig. 8 Eclise speciale pentru lanţuri articulate. 1 — rolă; 2 — eclisă exterioară; 3 — eclisă de formă specială.

pentru utilaje (transportoare) de montaj (fig. 8). În acest fel, greutatea dispozitivelor purtătoare se repartizează pe o suprafaţă majorată, formei speciale a acestor eclise. Circulaţia paletelor se face exclusiv în plan orizontal, cu o viteză de deplasare de circa 10 m/min, realizîndu-se o productivitate de 60 cutii de viteze

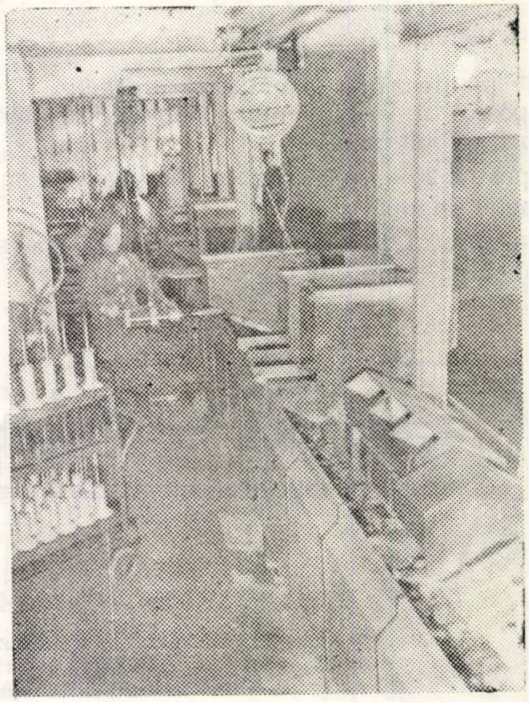


Fig. 9 Linie montaj amortizoare (I.P.A. Sibiu).

pe schimb (în 8 ore de lucru). Sînt prevăzute, de asemenea, posturi auxiliare de lucru, care alimentează linia principală de montaj a cutiilor de viteză cu diverse subansamble.

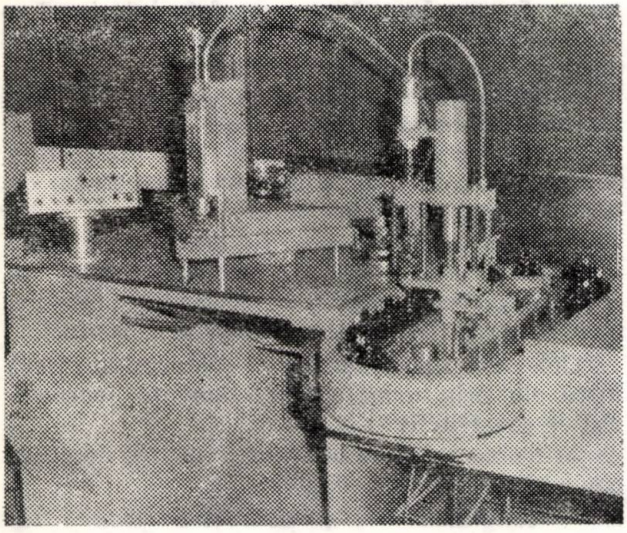


Fig. 10 Mașină semi-automată pentru montajul platoului central al bobinei de inducție (I.A.E.A.M.E. — Sf. Gheorghe).

În afară de aceste linii I.C.T.C.M. a mai proiectat și participat la punerea în funcțiune, la diverși beneficiari, a următoarelor linii de montaj :

— linia pentru montajul amortizoarelor auto (fig. 9) ;

— linia pentru montajul articulațiilor cardanice (ambele la I.P.A. Sibiu);

— linie pentru montajul ambreiajelor, la I.P.A. — Iași ;

— mașina semi-automată pentru montajul plotului central al bobinei de inducție, la I.A.E.A.M.E. Sf. Gheorghe (fig. 10).

Desigur că pentru a aduce la îndeplinire obligația de a crește sensibil productivitatea muncii în procesul de producție, I.C.T.C.M., folosind din plin modulizarea și standardizarea, este continuu preocupat pentru a proiecta noi agregate și dispozitive aplicabile în industria noastră auto, aflată în plină dezvoltare, pentru a se obține în final ridicarea calității și reducerea prețului de cost în această ramură de producție.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Crișan, I., Dobre, N.*: Automatizarea montajului în construcția de mașini, Ed. Tehnică, 1979.

[2] *Warnecke, H. J., Schweizer, M., Walther, J.*: Automatische Montage im Automobilbau, în „Werkstattstechnik, nr. 2/1982, pag. 91—93.

[3] *Tatsuc, J.*: Aprecierea caracteristicilor unei mașini modulare într-un sistem complex flexibil de uzinare — un proiect național japonez. Procceduigs of the 21 — th International Machine Tool Design and Research Conf. Swansea : 1980— London 1981 — pag. 495—501. — In „Expres — Informația" nr. 41/1981, pg. 1—8 — Seria „Avtomaticeschie linii'.

[4] *x x x*: Studiu explorator pentru automatizarea posturilor de lucru, în „Le Nouvel Automatisme", nr. 28 — martie, 1982 pg. 22—23.

[5] *x x x*: Tehnologia de montaj a injectoarelor firmei Bosch (lb. germană).

[6] *x x x*: Firma Cross. Productivity Spectrum, (Mașini complexe și linii de prelucrare și montaj).

[7] *x x x*: Prospecte diferite 1980—1983 : Ingersoll-Rand, Automatic Production System Division, Non Synchronores Assembly Transfer Systems.

CZ : 621.896

Elemente pentru instalația de gresare dozată cu unsoare consistentă

Ing. Marian **TOPOLOGEANU** — I.C.T.C.M. București

În vederea eliminării importurilor pentru o serie de produse din economia națională, — conform indicațiilor Congresului al XII-lea și ale Plenarei din decembrie 1982 ale C.C. al P.C.R., I.C.T.C.M. desfășoară o vastă acțiune de asimilare de produse noi.

Produsele noi asimilate, pentru diverse linii automate și mecanizate, conțin și unele elemente necesare pentru instalațiile de gresare cu unsoare consistentă, ca de exemplu :

— instalație pneumatică de pompare a unsorii consistente ;

— dozator-distribuitor pentru unsoare consistentă și altele.

În cadrul I.C.T.C.M. au fost testate mai multe instalații de gresare aflate în fabricație la diverși beneficiari (I.R.A. Cluj-Napoca, Intreprinderea „TEHNOUTILAJ" — Odorheiu Secuiesc etc.) și s-a ajuns la următoarele concluzii :

— aceste instalații nu asigură pomparea **oricărui tip de unsoare consistentă** căci, în general, fiind destinate nevoilor proprii de întreținere, se limitează la amestecurile specifice de unsori folosite în fiecare întreprindere sau loc de lucru. Din aceste motive, instala-

țiile testate nu convin pentru a fi folosite într-o serie de unități, cum ar fi, de exemplu liniile automate de montaj ;

— s-a constatat că instalațiile analizate nu ating, în totalitate, parametrii proiectați și nici fiabilitatea recomandată.

Pentru a îmbunătăți parametrii funcționali și pentru a lărgi domeniul de utilizare al instalațiilor de pompare a unsorii consistente, I.C.T.C.M. a trecut la reproiectarea lor, pe baza elementelor tipizate executate de către diverse întreprinderi din țară, folosind totodată și experiența fiermelor de specialitate din străinătate.

Instalația pneumatică de pompare a unsorii consistente (fig. 1) a fost proiectată pentru trei tipodimensiuni. Se compune din următoarele elemente :

— pompă pentru unsoare consistentă **1**, acționată cu ajutorul aerului comprimat, livrat de un grup pneumatic de preparare al aerului comprimat **2**.

Distribuția aerului comprimat, în cele două compartimente (a, b) ale cilindrului pneumatic de acționare a pompei de unsoare, se face automat prin intermediul unui sertar — distribuitor **9**.

sertarul — distribuitor, este fixat pe placa superioară **3**, care poate fi deplasată în plan vertical prin intermediul a doi cilindri pneumatici de apăsare **4**. La partea inferioară, pompa de unsoare posedă un filtru **8** și un disc de tasare **5**, care lunecă pe suprafața interioară a rezervorului pentru unsoare consistentă **6**, de unde aceasta este pompată.

Cilindrii pneumatici **4**, cu ajutorul discului de tasare, creează în masa de unsoare consistentă o suprapresiune de circa 0,5 [daN/cm^2], ceea ce va contribui la ușurarea procesului de pompare a unsorii consistente.

Această caracteristică funcțională atribuie instalației un **caracter de universalitate,** în ceea ce privește calitatea unsorilor folosite, fără a exista pericolul dezamorsării pompei.

Cele trei tipodimensiuni constructive diferă între ele prin următoarele **elemente caracteristice constructive :**

— capacitatea rezervorului pentru unsoare consistentă (de 40, 100, 200 kg) ;

— lungimea — l a pompei **1** pentru unsoare consistentă ;

— diametrul — D — al discului **5** de tasare ;

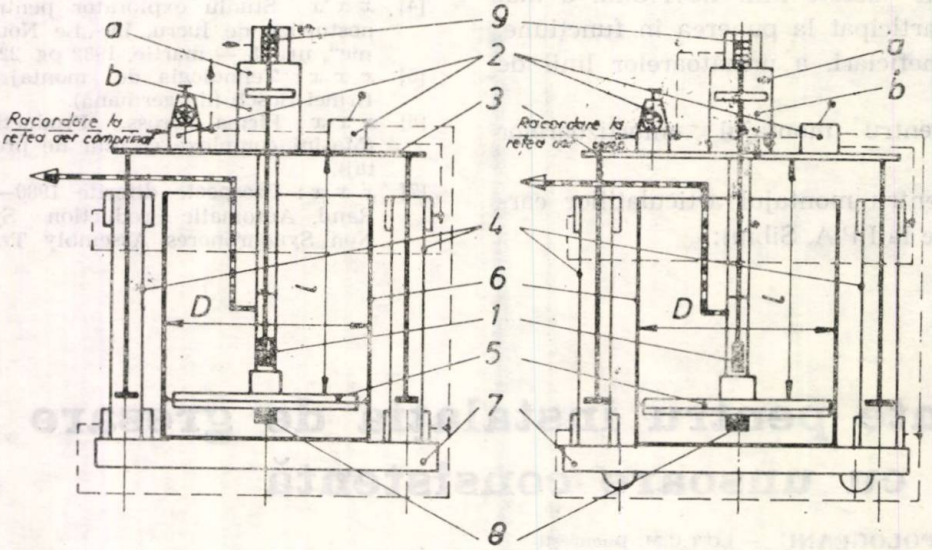


Fig. 1 Instalație pneumatică de pompare unsoare consistentă.

1. pompă pentru unsoare consistentă; 2. instalație pneumatică; 3. placă superioară cu aparate; 4. cilindri pneumatici de apăsare; 5. disc de tasare; 6. rezervor pentru unsoare consistentă; 7. suport inferior; 8. filtru unsoare; 9. sertar distribuitor; a, b — compartimentul cilindrului pneumatic.

Trebuie menționat că în situația în care nu există consum de unsoare, întregul sistem (pompă de unsoare consistentă — instalație pneumatică de acționare) se află în echilibru, deci nu va exista nici consum de aer comprimat

Întreg ansamblul, alcătuit din pompă de unsoare consistentă, instalația pneumatică și

— varianta constructivă a suportului inferior **7** pentru instalație fixă sau mobilă.

Toate tipodimensiunile posedă, însă, **parametri funcționali** similari ;

— presiunea de lucru a aerului comprimat ... 4 daN/cm^2 ;

— presiunea maximă a unsorii refulate ... 150 daN/cm^2 ;

— debitul de unsoare pompată pe cursa dublă $10 \pm 0{,}5$ [cm³/cursă dublă] ;

— raportul teoretic dintre presiunea de refulare a unsorii consistente și presiunea aerului la intrare în pompă 25 : 1.

Funcționarea instalației este simplă și nu comportă o pregătire specială.

Instalația se racordează la rețeaua de aer comprimat, iar prin intermediul unui regulator de presiune se reglează presiunea aerului în

(0,35 . . . 4,5) [cm³/impuls] ;

(2,5 . . . 30) [cm³/impuls] ;

În felul acesta se urmărește a se asigura, pentru o serie de linii automate de montaj (rulmenți, role transportoare etc.), dozajul de unsoare consistentă **în cantități fixe și constante,** în anumite puncte ale instalației. Acționarea dozatorului — distribuitor se face pneumatic.

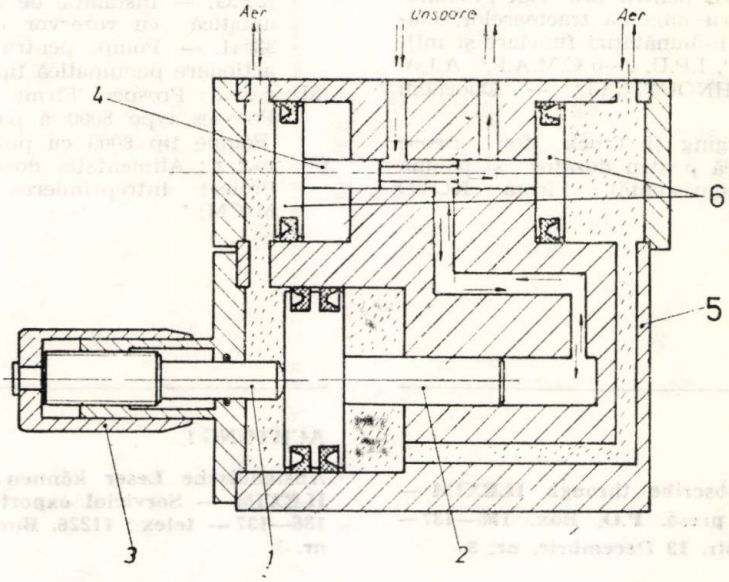


Fig. 2 Dozator-distribuitor pentru unsoare consistentă.
1. șurub micrometric; 2. plunjer dozare; 3. tambur gradat; 4. sertar; 5. corp; 6. pistoane sertar.

cilindrii de apăsare **4,** în funcție de gradul de penetrație al diverselor calități de unsori folosite. Astfel, presiunea aerului în cilindrii de apăsare va fi mai mare, în cazul cînd unsoarea consistentă folosită are un grad de penetrație mai mic (determinat conform STAS 2392-69).

Instalația a fost executată pînă în prezent doar în variantele I și II, iar rezultatele obținute în practică o situează la nivelul produselor similare din import. Pompa pentru unsoare consistentă — elementul principal al instalației — se află în execuție curentă la Intreprinderea „TEHNOUTILAJ" — Odorheiu Secuiesc.

Se poate menționa și faptul că aceste instalații de gresare se folosesc pe liniile automate de montaj pentru role transportoare, rulmenți, etc., de la I.P.A. — Sibiu, I.R. — Alexandria, Rulmentul — Brașov, I.M. Rogojelul, dar instalația se poate folosi independent la gresajul manual în diverse locuri de muncă.

Dozatoarele distribuitoare de unsoare consistentă, (fig. 2), sînt un alt element care intră în componența liniilor automate de gresare.

S-a realizat o serie de trei tipodimensiuni de dozatoare-distribuitoare, fiecare debitînd în următoarele domenii de utilizare :

Dozatorul — distribuitor se compune din două secțiuni importante :

1 — secțiunea de distribuție propriu-zisă a unsorii consistente, în care elementul principal îl constituie sertarul **4** — care face legătura între instalația de pompare și punctul de ungere. Acționarea sertarului se face cu ajutorul aerului comprimat prin intermediul două pistoane **6** montate la extremitățile acestuia ;

2 — secțiunea de dozare cu ajutorul plunjerului de dozare **2,** care este acționat, de asemenea, pneumatic.

Domeniul de utilizare al diverselor dozatoare — distribuitoare este determinat de diametrul și cursa plunjerului **2.**

Cantitatea de unsoare poate fi reglată, pentru fiecare domeniu de utilizare, deci pentru fiecare tipodimensiune, între cele două limite menționate, cu ajutorul tamburului gradat **3.** Acesta, prin intermediul șurubului micrometric **1,** poate să modifice cursa plunjerului **2** de dozare.

Asimilarea în țară a acestor elemente, prin aportul I.C.T.C.M., reprezintă o realizare demnă de a fi luată în seamă, mai ales prin economia valutară, care va rezulta.

Se preconizează, în acest sens, extinderea folosirii acestora pentru instalații de montaj și întreținere autovehicule, pentru linii automate de montaj și oriunde este necesară dozarea în cantități fixe a unsorii consistente (montaj amortizoare, axe planetare, axe cardanice, pivoți autovehicule etc.).

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x*: Notiță tehnică pentru produsul „Instalație pneumatică pentru ungerea tractoarelor, mainilor agricole și de îmbunătățiri funciare și mijloacelor de transport". I.P.U. 2—0 C.M.A.P.U.A.I.A. Intreprinderea „TEHNOUTILAJ" — Odorheiu Secuiesc.

[2] *x x x*: Grease charging și Truck for grease pump. (Notița tehnică pentru dozator și pompa pentru unsoare consistentă). Firma KOYO SEIKO Co. Ltd, 1978.

[3] *x x x*: Operational Instructions for Pump (AP—20, AP — 40) and Drum Type (AP — 20D, AP—40D, AP — 55D). (Mod de utilizare pentru pompă). DAIMARU YUKI COMPANY LIMITED, Matsubara — City, OSAKA — Japonia, 1978.

[4] *x x x*: Prospect. Aparat de gresat pneumatic TIP I.G.P. 10, C.I.R.A. — București.

[5] *x x x*: Prospect. Distribuitor dozator cu 7 și 8 posturi cod EP14—22.19.0 și EP 14 — 22.20.0. M.I.C.M. Intreprinderea „Steaua Roșie" București.

[6] *x x x*: Prospect. Dozator progresiv cod 675.79.2. I.C.P.M.U.A. — București.

[7] *x x x*: Prospect. Firma DE LIMON FLUHME—R.F.G. — Instalație de gresare cu acționare pneumatică cu rezervor exterior Cod B.F. — N. 22541. — Pomp. pentru unsoare consistentă cu acționare pneumatică tip TB 21153.

[8] *x x x*: Prospect Firma RESON — Massy-Franța Pompes type 8000 à palettes: serie normale. Pompe tip 8000 cu palete: serie normală).

[9] *x x x*: Alimentator dozator ADC — 01.02.150.400. Proiect Intreprinderea „1 Mai" Ploiești — MICM)

ATTENTION!

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box. 136—137— telex: 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3

ACHTUNG!

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex: 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ATTENTION!

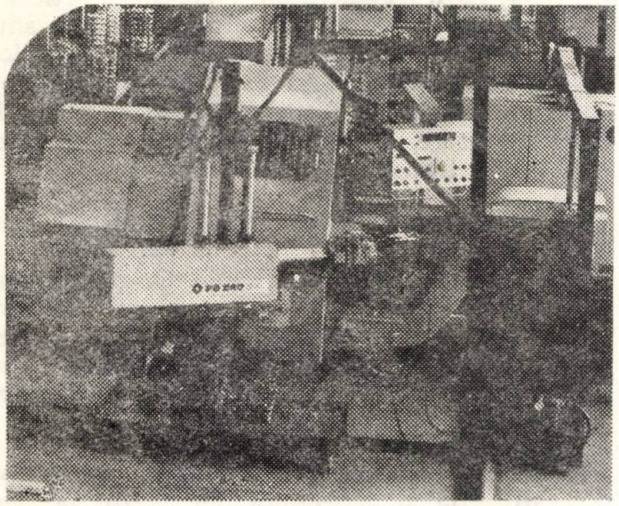
Les lecteurs étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136—137 — telex: 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ!

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex: 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

MANIPULATOARE PORTAL, ROBOŢI ŞI SISTEME DE TRANSPORT

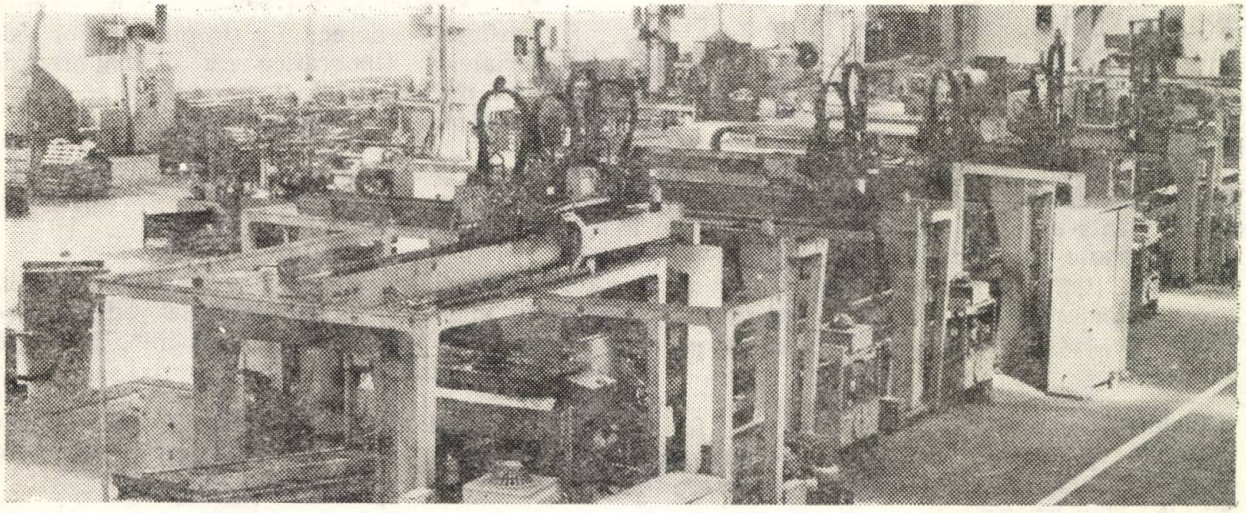
MACHINOEXPORT SOFIA – BULGARIA



– Manipulatoare portal de tip PIRIN cu capacităţi portante de 10 ; 40 ; 80 şi 160 kg şi variate performanţe privind înălţimea, lungimea, cursa deplasării, numărul mînerelor, cleştii de prindere etc.

– Căi de rulare pentru palete, sisteme de transport cu conveioare cu paşi, cu lanţ sau cu role, cu capacităţi portante între 20-150 kg ; prevăzute cu dispozitive de frînare, control, alimentare, descărcare şi altele.

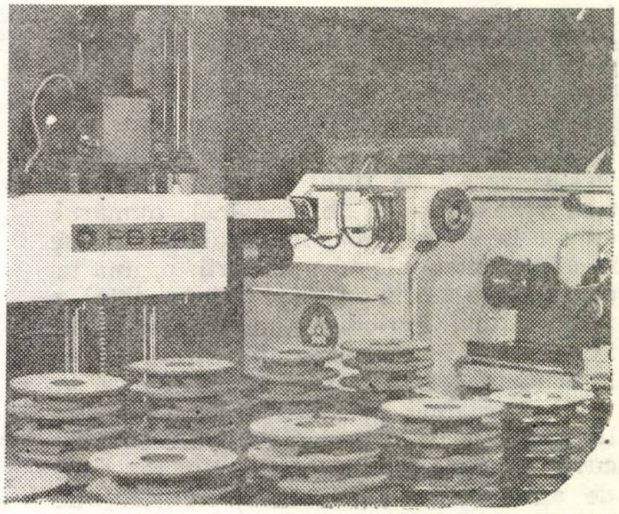
– Roboţi cu servoacţionare pneumatică, hidraulică sau electromecanică, adecvaţi pentru piese de prelucrat cu masa proprie între 5 şi 540 kg.



– Roboţi pentru vopsire.

– Complexe de roboţi pentru sudare.

Manipulatoarele portal, roboţii şi sistemele de transport permit o proiectare şi realizare rapidă, la nivelul tehnic actual, a complexelor automate cu fiabilitate ridicată în funcţionare.



MACHINOEXPORT
Str. Aksakov 5, SOFIA (BULGARIA)
Telex : 023425/26 - Tel : 88.53.21

PUBLICOM

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

PUBLICOM specialized exhibitions to be staged in '83

1 SHOP '83

25—28.01.1983

Consumer goods for free shops, including: drinks, cigarettes, foodstuffs, electronic instruments, ready-made clothes, cosmetics, toys, motor car spare parts, accessories-cosmetics, audio-video equipment, etc.

2 PRELUCRAREA METALELOR '83

15—18.03.1983

Industrial diamonds, diamond tools, sintered metallic carbides, cutting tools, abrasives, pneumatic equipment for metal treatment. Metal coating and surface treatment. Welding equipment and technologies.

3 MEDICINA '83

12—15.04.1983

Equipment, instruments and materials to be used in all medical branches (stomatology included), chemical and pharmaceutical products.

4 ARMĂTURI — POMPE '83

19—22.04.1983

Fittings, seals and pumps for all industrial branches.

5 LABORATORUL '83

10—13.05.1983

Instruments for controlling, measuring and analysing the fluid and gas flow; gas leakage detection; process instrumentation and analysers. Instruments and articles for laboratory and chromatography analyses and tests covering all fields of application in research and industrial laboratories. Technology, equipment and instruments for the nuclear field.

6 REPRO—FOTO—KINO—OPTICA '83

14—17.06.1983

Printing and duplicating equipment and machines, labelling machines, office machines and equipment, graphic materials, word processing machines, equipment, instruments, accessories and materials for film and photography, optic lenses and optic instruments, micro-record keeping devices, etc.

7 PESTICIDE '83

20—23.09.1983

Pesticides, insecticides, herbicides, fungicides, premixes, veterinary drugs, equipment and methods for animal husbandry, articles for agricultural and veterinary use; folders.

8 AZBEST — PLUTA '83

8—11.11.1983

Asbestos materials, yarns, ready-mades and technical articles. Raw-cork and cork products.

9 ELTRON '83

15—18.11.1983

Electronic components, electronic and electric equipment, computing technique, micro-processors, industrial robots, equipment for telecommunications, radio and telephony, cables, automation technologies.

10 TESTARI '83

29.11 — 2.12.1983

Physical and mechanical metal testing, destructive and non-destructive quality control instruments and equipments

Publicom is able, following your request, to offer you the corresponding documentation for each exhibition.

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
difuzează în anul 1983

materiale de informare despre realizări din țară și din străinătate privind preocupările actuale în domeniul construcțiilor de mașini, de ex. : **programul energetic, valorificarea surselor proprii de materii prime, economisirea materiilor prime și reciclarea deșeurilor etc.**

Materialele sînt grupate în serii :

Simbol	Denumirea seriei
	REALIZĂRI ALE CERCETĂRII ROMÂNEȘTI
RCM	Revista „Construcția de mașini" 1983
ID	**INFORMARE DOCUMENTARĂ** asupra nivelului progresului tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
	Informări pentru cadre de conducere :
IDCM	Informare documentară în construcția de mașini
IDCM-C	Informare documentară în construcția de mașini-conjunctură
IDCM-E	Informare documentară în construcția de mașini-energie
IDCM-O	Informare documentară în construcția de mașini-organizare
	Informări pentru specialiști :
IDT	Informare documentară în turnătorii
IDTT	Informare documentară pentru tratamente termice
IDPP	Informare documentară pentru prelucrări prin deformare plastică
IDS	Informare documentară pentru sudori
IDPR	Informare documentară pentru prelucrări la rece
IDCC	Informare documentară pentru calitate și control
IDMK	Informare documentară pentru prognoză și marketing
IDAR	Informare documentară pentru automatizare, robotizare
IDRC	Informare documentară privind reducerea consumurilor de materiale și energie

Simbol	Denumirea seriei
	SINTEZE DOCUMENTARE privind nivelul tehnic pe plan mondial în industria construcțiilor de mașini
SID 26 . . . 34	Noutăți în turnătorii
	REALIZĂRI ALE UNITĂȚILOR MICM
CE, CO, CTN, CMA, CA	Cataloage de fișe tehnice de produse, tehnologii și mecanizări
PTN, SE, CSSM, RSM, CES	Realizări deosebite, omologări standarde etc.
CTO, CT	Produse tipizate, descrieri de tehnologii
	DOCUMENTE NORMATIVE
BI-MICM	Buletinul intern MICM
NT	Normative tehnice
LPCM	Liste de prețuri în construcția de mașini
NPD-PCI	Norme de prevenire și dotare pentru paza contra incendiilor
	MATERIALE DOCUMENTARE în ajutorul proiectării și al producției :
	Metodologie de întocmire și analiză a bilanțurilor energetice ; Manual practic privind decuparea fină ; Atlas de forme și dimensiuni ale rosturilor pentru sudare ; Limbajul LIPCON ; Robotica, Oțeluri tipizate pentru construcția de mașini — indicații practice de utilizare.

MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONT ÉS KÖNYVTÁR 1883

ENERGETISCHE AUSRÜSTUNG

- DAMPFKESSEL
  mit Leistungen von 6,5 bis 1035 t/St
- HEISS-u. WARMWASSERKESSEL
  mit Leistungen 10; 25; 50 und 100 Gcal/St
- DRUCKLOSE und DRUCKBEHÄLTER, ZISTERNEN, SPEICHER
- D.K – GEBLÄSE; D.K – LÜFTER; KOHLENMÜHLEN
- CHEMISCHE WASSERAUFBEREITUNGSANLAGEN
- SCHWEISSKONSTRUCTIONEN
- SCHMIDETEILE und GUSSTEILE

  max. Gewicht: 7000 kg für Stahlguss
  5000 kg für Grauguss

ERDÖLAUSTRÜSTUNG

- PUMPENEINHEITEN für Erdölförderung
  30 Varianten in der laufenden Produktion
  Auf Wunsch wird jede Variante zwischen
  0,9 und 19,3t (API) erzeugt

Gründungsjahr 1904

Vulcan

ROMÂNIA

76305 – BUCUREȘTI
Str. Sebastian nr. 88

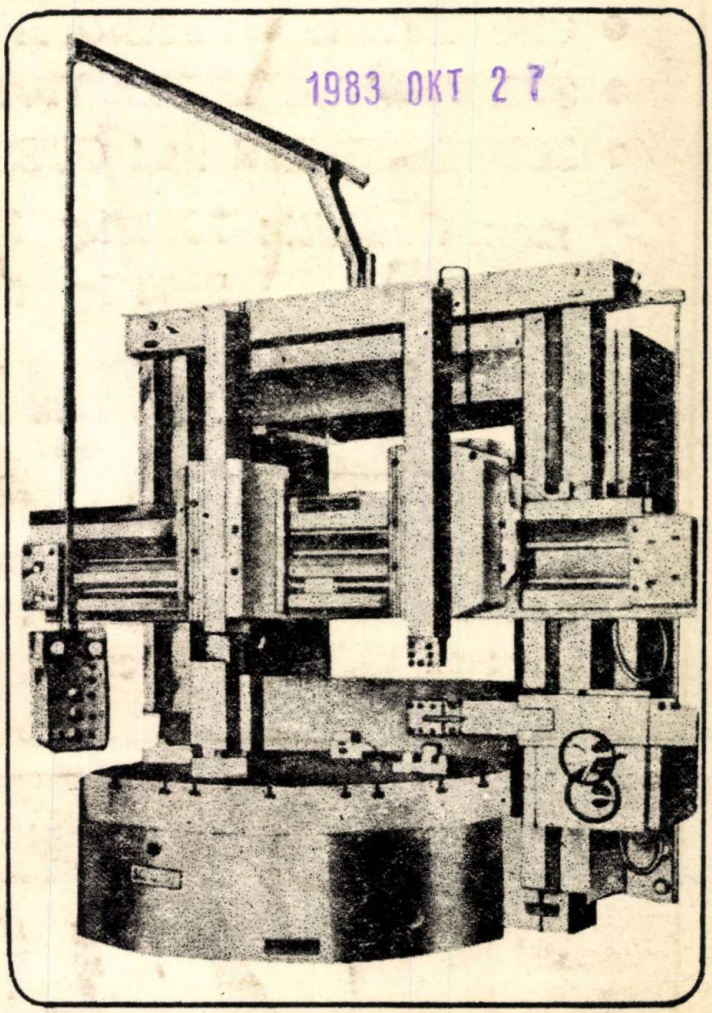
Teleph: 31.00.30
Telex: 11.127 r.

MASIN EXPORT IMPORT

Exporta :

Centros de mecanizado con eje horizontal o vertical ; Tornos paralelos con diámetro de volteo desde 320 hasta 2.500 mm de volteo y desde 750—15.000 mm de bancada.

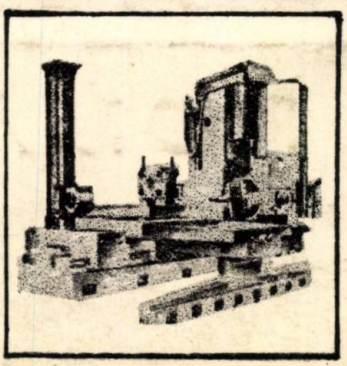
Tornos automáticos monohusillo de 16—60 mm ; Tornos revólver de 32—80 mm ; Tornos verticales con el diámetro de plato desde 1.100 hasta 16.000 mm ; Tornos especiales con mando numéricos ; Tornos paralelos para conductas de barrenamiento ; Tornos copiadores ; Mandrinadoras con el diametro del husillo desde 63 hasta 225 mm ; Fresadoras longitudinales de pórtico con la anchura de la mesa desde 660 hasta 3.500 mm ; Fresadoras universales y verticales ; Creadoras de engranajes ; Creadoras de engranajes con los dientes en V ; Fresadoras herramentistas de precisión ; Fresadoras universales de produccion ; Rectificadoras universales de interior y exterior redondo ; Rectificadoras planas y sin centros ; Rectificadoras de interior y frontal ; Afiladoras de herramientas ; Taladradoras ; Taladradoras radiales ; Taladradoras en coordenadas ; Taladradoras universales ; Taladradoras multiejes ; Roscadoras de interior ; Limadoras de cuchilla móvil de carreras entre 425—800 mm ; Sierras circulares y alternativas para cortar metales ; Máquinas especiales para velas de rolemanós ; Prensas plegadores de chapas ; Prensas automaticas inclinables ; Prensas mecanicas de precision ; Prensas hidráulicas ; Estampadoras rápidas ; Prensas para carrocerias hasta 4.000 tf ; Cizállas guillotinas ; Cizalla combinada plegadoracizalla ; Martinetes de forja ; Máquinas de superacabado ; Brochadoras ; Mortajadoras ; Accesorios para màquinas herramientas ; Herramientas de corte para metales y herramientas de mano.

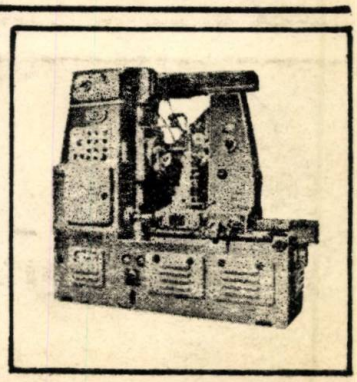


1983 OKT 27

MASINEXPORTIMPORT

Empresa de Comercio Exterior
70033 Bucarest — Roumanie
32, Blvd. Republicii
P.O. Box 113
Telephon : 13.75.96
Telex : 11206, 11216 Mexim





E 3279
66

Gép. I.

- **SECTOARE CALDE**

REFERÁLVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

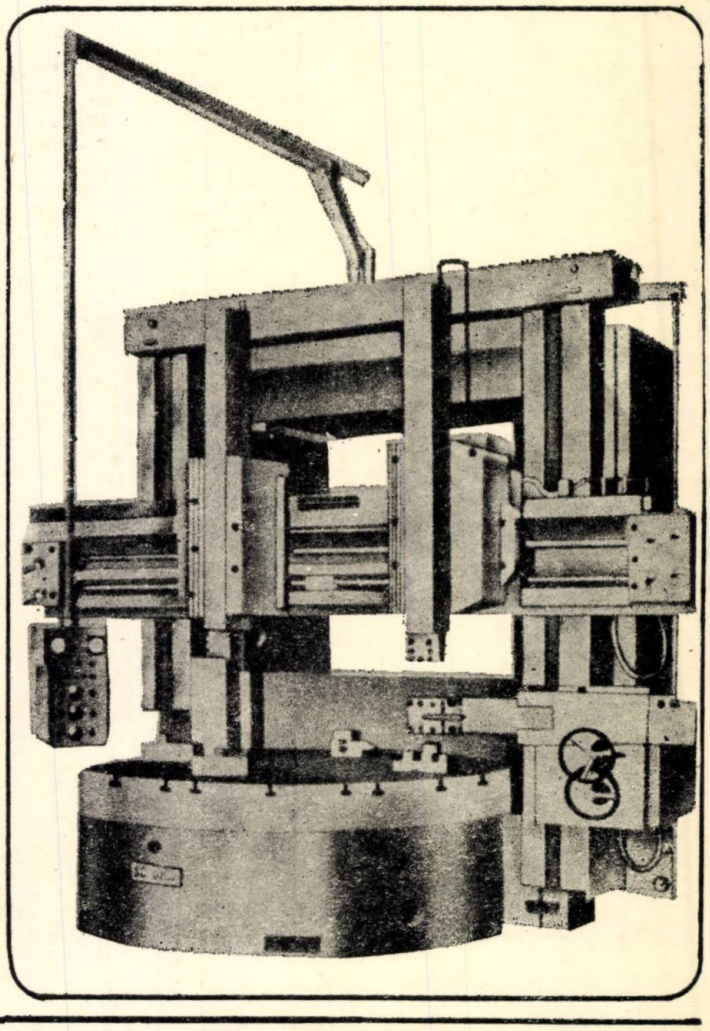
9

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ XXXV ■ SEPTEMBRIE 1983

MASIN EXPORT IMPORT

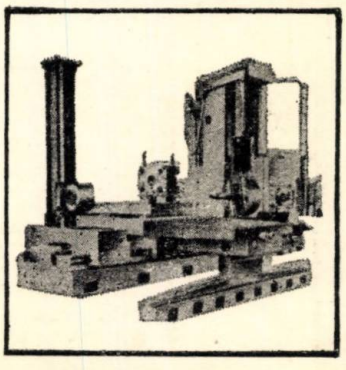
Exports :

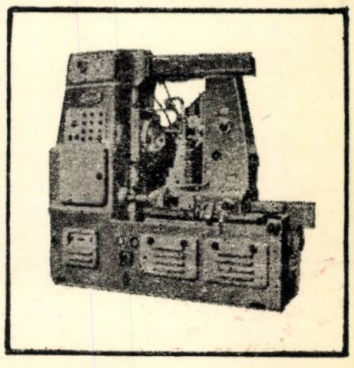
Horizontal or vertical spindle machining centres ; Engine lathes in the range of 320 to 2.500 mm swing and 750 to 15.000 mm distance between centres. Single spindle automatic lathes 16—60 mm ; Turrel lathes 32—80 mm ; Vertical boring and turning mills in the range of 1.100—16.000 turning diameter ; Special purpose NC lathes ; Oil country lathes ; Copying lathes ; Horizontal boring and milling machines with 63—225 mm boring spindle ; Plano-millers with 660—3500 mm table with ; Knee-type milling machines (universal and vertical) ; Gear cutting and gear hobbing machines ; Universal tool-room milling machines ; Universal milling machines ; Grinding machines (universal, internal and external) ; Surface and centreless grinding machines ; Tool and cutter grinders ; Drilling machines ; Radial drilling machines ; Jig boring machines ; Universal head radial drilling machines ; Adjustable multiple-spindle drilling machines ; Universal head radial drilling machines ; Adjustable multiple-spindle drilling machines ; Internal threading machines ; Shaping machines, 425—800 mm stroke ; Metal cutting-off circular and hack-saws ; Ball flashing and lapping machines ; Hydraulic press brakes ; Inclinable automatic presses ; High precision mechanical presses ; Hidraulic presses ; Stamping presses ; Deep-drawing presses up to 4.000 tonnes ; Profile and section shears ; Roll plate bending machines ; Guillotine shears ; Combined shears ; Forging hammers ; Honing, breaching and slotting machines ; Machine-tool accesories ; Tools and hand-tools.



MASINEXPORTIMPORT

Foreign Trade Company,
70033 Bucharest, Romania
32, Republicii St., P.O. Box 113,
Telephone : 13.75.96
Telex ; 11206, 11216, Mexim





CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, nr. 9, septembrie, 1983

CUPRINS

Sectoare calde

COSNEANU, C., SIMIONESCU, G., MARCUSOHN, I., KATONA, N. : **Unele considerații privind consumul de energie din turnătorii** 409

DRĂGAN, I., CANTA, I., MIHEȚ, G. : **Cercetări privind bordurarea găurilor în tuburi cu pereți groși** 414

VASILOIU, ANETA, BOZOCEA, EUGENIA : **Apariția unor tensiuni critice în stratul cementat datorită segregației chimice a oțelului** 417

MICLĂUȘ, GL., FULEA, I., COZMA, M. : **Căi și soluții aplicate și generalizate de reducere a consumului de energie și combustibil în construcția de cuptoare de tratament termic** 422

CHIRIȚĂ, V., NICOLESCU, ILEANA, BOZOCEA, EUGENIA, DINCĂ, I., POPOVICI, C. : **Cercetări privind proprietățile straturilor superficiale obținute prin călirea ultrarapidă a oțelurilor în flux de electroni cu plasmă** 426

OPROIU, MARIA : TĂRAȘESCU, M. : **Contribuții la dezvoltarea unor noi tehnologii și instalații de turnare de metale și aliaje greu fuzibile și puternic reactive** 432

DINESCU, L., ARTIMON, GH., PATRAS, V., CRISTEA, I., MARALOIU, I. : **Fabricarea cămășilor de cilindru prin formare-turnare în cîmp magnetic** 437

CAZACU, LUCIA, DRUGĂ, L. : **Creșterea durabilității sculelor din oțel rapid prin tratamentul termochimic de nitroferoxare** 441

GEORGESCU, AURELIA, DIACONU, I. : **Aspecte economice la deformarea plastică la rece pe prese cu matriță oscilantă (forjare orbitală)** 444

PANTEA, V., IONESCU, D., TRĂISTARU, C., CHIRIACESCU, RALUCA : **Aprecieri asupra condițiilor practice de utilizare a mediilor sintetice de călire** 448

Număr consacrat aniversării a 10 ani de la înființarea I.C.S.I.T.P.S.C.

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : ing. Armand Vasiliu

PANTEA, V., BAICU, ȘTEFANIA, GHEBE, ELENA, MARINESCU, MARIA, ROMAN, LILIANA, DICU, C. : **Procedeu de realizare a straturilor de difuzie pe suport de oțel cu aplicații la fabricarea cuzineților** 452

COHN, E., IONESCU, CORNELIA, SCURTU, IOANA, VASILIU-OPREA CLEOPATRA, NICOLESCU, JANA, WEINER FELICIA, CONSTANTINESCU, AL. : **Îmbunătățirea dezbaterii pieselor din aliaje de aluminiu** 455

POPA, N., TUDOSIE, M. : **Considerații practice și teoretice privind influența diferiților parametri electrici la retopirea electrică sub zgură pentru rafinarea oțelurilor** 459

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box. 136—137— telex : 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ATTENTION !

Les lecteurs étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136—137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poștal la ICTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, sector 4, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploiești" str. Transilvaniei, nr. 29.

SUMARE

CZ : 338.062.219

Cosneanu, C., Simionescu, G., Marcusohn, I., Katóna, N.: **Unele consideraţii privind consumul de energie din turnătorii**

Lucrarea analizează, sub aspect energetic, producţia de piese turnate din fontă şi oţel propunînd soluţii pentru optimizarea tehnologică. Se demonstrează, cu exemple practice, utilitatea luării în consideraţie a noului indicator — consumul cumulat de energie.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 4 fig., 3 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 621.746.77

Drăgan, I., Canta, T., Miheţ, G.: **Cercetări privind bordurarea găurilor în tuburi cu pereţi groşi**

Dezvoltarea industriei chimice şi a celei nucleare au determinat creşterea necesarului de tuburi cu pereţi groşi, care se asamblează cu ţevi de diferite dimensiuni, prin intermediul bordurilor ce fac parte din tubul de bază. Articolul analizează dificultăţile tehnologice pe care le ridică executarea — prin deformare — a bordurilor solidare cu tubul de bază. Încercările experimentale au confirmat rezultatele obţinute prin calcul, cu erori sub 10%.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 6 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.78

Vasiloiu, Aneta, Bozocea, Eugenia: **Apariţia unor tensiuni critice în stratul cementat datorită segregaţiei chimice a oţelului**

Fisurarea stratului cementat se datoreşte, în unele cazuri, tensiunilor generate de material şi nu de operaţiile de tratament termic. Aceste tensiuni provin din transformarea succesivă şi neomogenă a miezului, orientată de-a lungul şirurilor de perlită şi şi ferită, generate de segregarea chimică a oţelului. Fisurarea este favorizată de răcirea lentă după carburare şi este condiţionată de prezenţa reţelei de cementită. În cazul oţelurilor de cementare, care prezintă segregaţii chimice importante, călirea directă de la carburare diminuează tendinţa de fisurare a stratului cementat, dar reţeaua de cementită, martensita aciculară grosolană, sau prezenţa unui strat superficial decarburat rămîn factori critici.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 17 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.783

Miclăuş, Gl., Fulea, I., Cozma, M.: **Căi şi soluţii aplicate şi generalizate de reducere a consumului de energie şi combustibil în construcţia de cuptoare de tratament termic**

Autorii prezintă principalele direcţii în concepţia cuptoarelor de tratament termic, cu regim de funcţionare între 650—1100°C. Prin introducerea izolaţiilor din fibră ceramică şi vată minerală, se reduce greutatea cuptoarelor cu 12—73%, faţă de soluţia clasică, consumurile specifice de combustibil (energie) scad cu 50—70%, iar randamentele cresc cu circa 40%.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 6 fig.

CZ : 621.785.542

Chiriţă, V., Nicolescu, Ileana, Bozocea, Eugenia, Dincă, I., Popovicii C.: **Cercetări privind proprietăţile straturilor superficiale obţinute prin călirea ultrarapidă a oţelurilor în flux de electroni cu plasmă**

În scopul aplicării în industrie a noului procedeu de călire superficială ultrarapidă în flux de electroni cu plasmă, s-au efectuat o serie de cercetări pentru caracterizarea straturilor obţinute în acest mod. În articol se prezintă rezultatele cercetărilor comparative de uzură şi frecare, pe epruvete călite superficial în flux de electroni cu plasmă şi călite clasic, executate din oţeluri utilizate larg în industrie.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 14 fig., 1 tab., 7 ref. bibl.

CZ : 621.74

Oproiu, Maria, Tărăşescu, M.: **Contribuţii la dezvolrea unor noi tehnologii şi instalaţii de turnare de metale şi aliaje greu fuzibile şi puternic reactive**

Se compară cîteva tehnologii de topire şi turnare cu surse de energie concentrată şi se scot în evidenţă avantajele tehnico-economice ale cuptorului cu sursă de electroni cu plasmă. Este prezentat programul experimental pe aliaje de titan. Instalaţia descrisă a primit medalia de aur la salonul de invenţii de la Bruxelles — 1982.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 2 fig., 3 tab., 10 ref. bibl.

CZ : 621.74

Dinescu, L., Artimon, Gh., Patras, V., Cristea, I., Maraloiu, I.: **Fabricarea cămăşilor de cilindru prin formare-turnare în cîmp magnetic**

Articolul descrie programul experimental pentru implementarea tehnologiei de formare-turnare în cîmp magnetic a unei cămăşi de cilindru din fontă cenuşie cu grafit nodular, pentru motorul tractorului de 65 CP. Faţă de turnarea clasică, cresc caracteristicile fizico-mecanice ale piesei, scade costul de fabricaţie pe seama creşterii productivităţii muncii şi a scăderii rebuturilor.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 8 fig., 7 ref. bibl.

CZ : 621.78

Cazacu, Lucia, Drugă, L.: **Creşterea durabilităţii sculelor de oţel rapid prin tratamentul termochimic de nitroferoxare**

Lucrarea prezintă tehnologia şi echipamentul pentru nitroferoxarea sculelor de oţel rapid, a căror durabilitate creşte cu 50—180%, în condiţii energetice avantajoase. Economiile energetice rezultă din scurtarea ciclului de tratament termic.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 5 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.73

Georgescu, A., Diaconu, I.: **Aspecte economice la deformarea plastică la rece pe presa cu matriţă oscilantă (forjarea orbitală)**

Forjarea orbitală pe presa cu matriţă oscilantă prezintă avantajele generale ale deformării plastice la rece şi avantaje specifice acestei tehnologii ca: cheltuieli de investiţii reduse, execuţia pieselor într-o singură fază tehnologică, reducerea manoperei de prelucrare prin aşchiere, economii de metal şi energie.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 10 fig., 1 tab.

CZ : 621.785.6

Pantea, V., Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca: **Aprecieri asupra condiţiilor practice de utilizare a mediilor sintetice de călire**

Sînt studiate şi analizate, comparativ, efectele tehnice şi economice ale utilizării unor medii sintetice de călire originale. După trecerea în revistă a avantajelor, articolul precizează criteriile pe baza cărora trebuie introduse în exploatare mediile sintetice de călire.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 8 fig., 1 tab.

CZ : 621.78

Pantea, V., Baicu, Ştefania, Ghebe, Elena, Marinescu, Maria, Roman, Liliana, Dicu, C.: **Procedeu de realizare a straturilor de difuzie pe suport de oţel, cu aplicaţii la fabricarea cuzineţilor**

O tehnologie nouă în domeniul tratamentelor superficiale constă în realizarea straturilor de difuzie obţinute prin depunere electrolitică şi difuzie termică, cu sau fără aportul suportului feros. Piesele din oţel sau fontă cu straturi de difuzie, rezistente la uzură, gripare şi/sau coroziune, înlocuiesc piesele din metale neferoase (bronzuri, alame), obţinîndu-se economii la preţul de cost.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 9, 8 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 338.062.219

Cosneanu, C., Simionescu, G., Marcusohn, I., Katóna, N.: **Considerations upon the Power Absorbed within Foundries**

The paper makes an analysis from the power absorbed viewpoint of the pig iron and steel cast components and submits solutions for an improved technology. Practical examples are given in support of considering a new pointer: the cumulated power consumption.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 4 fig., 3 tables, 4 bibl. papers

---

DC : 621.746.77

Drăgan, I., Canta, T., Miheț, G.: **Research into the Flanging of Holes into Thick Walled Tubes**

The extension of the chemical and nuclear industries has called for the growth of the thick-walled tubes requirements to be assembled with pipes of various sizes by means of flanges on the main tube. The paper makes an analysis of the technological difficulties arising when cold forming the flanges of the main tube. The experimental results have confirmed the computing estimations with an error under 10 p.c.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 6 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.73

Vasiloiu, Aneta, Bozocea, Eugenia: **Critical Strains Appearing in the Hardening Layer Owing to the Chemical Segregation of Steel**

Cracking of the hardening layer is due in certain cases to the strain generated by the material and not the heat treatment operations. The relevant strain results from the succesive and non-homogeneous core processing oriented along the pearlite and ferrite rows generated by the chemical segregation of steel. Cracking is favoured by the non — shock chilling after carburizing and depends upon the presence of the cementite lattice. In case of cementing steels which show important chemical segregations, direct carburizing hardening diminishes the hardening layer cracking, but the cementite lattice, rough acicular martensite, or the presence of a decarburized surface layer still remain critical factors.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 17 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.783

Miclăuș, Gl., Fulea, I., Cozma, M.: **Ways and Means, Applied and Generalized Solutions of Cutting Down the Power and Fuel Consumption when Designing Heat — treatment Furnaces**

The authors submit the main directions to be observed when designing heat — treatment furnaces of 650—1100°C operating duty. The introduction of ceramic and mineral wadding insulation results in a 12—73 p.c. reduction of the furnace weight as compared to the conventional solution, while specific fuel (power) consumption cuts of 50—70 p.c. are obtained for a 40 p.c. efficiency increase.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 6 fig.

DC : 621.785.542

Chiriță, V., Nicolescu, Ileana, Bozocea, Eugenia, Dincă, I., Popovici, C.: **Research into the Properties of Surface Layers Obtaines by the Ultra-rapid Hardening of Steel in Plasma — Electrons Flow**

With a view of applying the new method of ultra-rapid surface hardening in plasma — electrons flow to industry, a series of researches have been carried out for characterizing the layers obtained in this manner. The paper presents the results of comparative wear and friction researches carried out on samples either surface hardened in plasma — electrons flow or conventionally hardened and made from steels widely used in industry.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 14 fig., 1 table, 7 bibl. papers

---

DC : 621.74

Oproiu, Maria, Tărășescu, M.: **Contributions to Developing New Casting Technologies and Installations for Highly Reactive and High — melting Alloys and Metals**

Several melting and casting technologies with concentrated energy sources are compared and the technical — economic advantages of the plasma electron source furnace are brought out. An experimental titanium alloy programme is presented. The relevant installation described was awarded a gold medal at the Brussels Inventation Show in 1982.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 2 fig., 3 tables, 10 bibl. papers

---

DC : 621.74

Dinescu, L., Artimon, Gh., Patras, V., Cristea, I., Maraloiu, I.: **Production of Cylinder Liner by Casting — Forming in Magnetic Field**

The paper describes the experimental programme for implementing the casting — forming technology in magnetic field of a grey nodular cast iron cylinder liner for the engine equipping the 65 HP tractor. As compared to conventional caseting, the component physico — mechanical characteristics are improved, while the production costs are cut down on account of the labour efficiency increase and waster decrease.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 8 fig., 7 bibl. papers

---

DC : 621.78

Cazacu, Lucia, Drugă, L.: **Increasing the Durability of Rapid Steel Tools by Nitroferroxing Thermochemical Treatment**

The paper presents the techonology and equipment for the nitroferroxation of rapid steel tools, whose durability increases by 50—180 p.c. under advantageous power conditions. The power cuts result from the shortening of the heat treatment duty cycle.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 5 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.73

Georgescu, A., Diaconu, I.: **Economic Aspects of the Cold Forming by Oscillating Die Press (Orbital Forging)**

Orbital forging by oscillating die press shows borh the general advantages of cold forming and the advantages specific to this techonology including: small investment expenses, component production in a single technological stage, reduced cutting manpower, metal and power cuts.

Construcția de mașini, 25 (1983), No. 9, 10 fig., 1 table.

SOMMAIRES

CD : 338.062.219

Cosneanu, C., Simionescu, G., Marcusohn, I., Katóna, N. : **Considérations au sujet de la consommation d'énergie dans les fonderies**

L'ouvrage analyse, du point de vue énergétique, la production de pièces coulées en fonte et en acier et propose des solutions susceptibles d'optimiser le processus technologique. A l'appui d'exemples pratiques, on montre l'utilité de la prise en considération du nouvel indicateur — la consommation cumulée d'énergie.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 4 fig., 3 tabl., 4 réf.

CD : 621.746.77

Drăgan, I., Canta, T., Miheț, G. : **Recherches concernant les bordures des trous dans les tubes à parois épaisses**

Le dévelopement des industries chimique et nucléaire a déterminé une utilisation croissante des tubes à parois épaisses ; ceux-ci sont assemblés avec des tubes de différentes dimensions par l'intermédiaire de bordures pratiquées dans le tube de base. L'article analyse les difficultés technologiques découlant de l'exécution — par déformation — des bordures solidaires au tube de base. Les essais expérimentaux ont confirmé les résultats obtenus par calcul, avec des erreurs inférieures à 10%.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 6 fig., 2 réf.

CD : 621.78

Vasiloiu, Aneta, Bozocea, Eugenia : **L'apparition de tensions critiques dans la couche cémentée par l'effet de la ségrégation chimique de l'acier**

La fissuration de la couche cémentée est due, dans certains cas, aux tensions engendrées pär le matériau et non pas par les opérations de traitement thermique. Ces tensions provennent de la transformation successive et non-homogène du noyau orientée le long des rangées de perlite et de ferrite, engendrées par la ségrégation chimique de l'acier. La fissuration est favorisée par le refroidissement lent après la carburation, elle est conditionnée par la présence du cémentite. Dans le cas des aciers de cémentation présentant d'importantes ségrégations chimiques, la trempe directe après la carburation diminue la tendance de fissuration de la couche cémentée, mais le réseau de cémentite, de martensite aciculaire grossière ou la présence d'une couche superficielle décarburée constituent des facteurs critiques.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 17 fig., 2 réf.

CD : 621.783

Miclăuș, Gl., Fulea, I., Cozma. M. : **Voies et solutions appliquées et généralisées concernant la réduction de la consommation d'énergie et de combustible à la construction des fours de traitement thermique**

Les auteurs présentent les principaux principes de conception des fours de traitement thermique, à régime de fonctionnement compris entre 650 et 1100°C. En utilisant des isolations en fibre céramique et ouate minérale, le poids des fours est diminué de 12—73% par rapport à la solution classique, les consommations spécifiques de combustible (énergie) diminuent de 50—70% et les rendements augmentent de 40% environ.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 6 fig.

CD : 621.785.542

Chiriță, V., Nicolescu, Ileana, Bozocea, Eugenia, Dincă, I., Popovici, G. : **Recherches concernant les propriétés des couches superficielles obtenues par la trempe ultra-rapide des aciers en flux d'électrons à plasma**

En vue d'appliquer dans l'industrie le nouveau procédé de trempe superficielle rapide en flux d'électrons à plasma, on a effectué une série de recherches pour caractériser les couches obtenues de cette manière. L'article présente les résultats des recherches comparatives d'usure et de friction effectuées avec des éprouvettes trempées superficiellement en flux d'électrons à plasma et avec des éprouvettes trmpées par voie classique ; on a confectionné des éprouvettes en aciers largement utilisés dans l'industrie.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 14 fig., 1 tabl., 7 réf.

CD : 621.74

Oproiu, Maria, Tărășescu, M. : **Contributions au développement d'une série de technologies et d'installations de coulée des métaux et alliages difficilement fusibles et fortement réactifs**

On compare une série de technologies de fusion et de coulée avec des sources d'énergie concentrée et on met en évidence les avantages techniques et économiques du four à source d'électrons à plasma. On présente le programme expérimental pratiqué sur des alliages au titane. L'installation décrite a reçu la médaille d'or au Salon des Inventions de Bruxelles en 1982.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 2 fig., 3 tabl., 10 réf.

CD : 621.74

Dinescu, L., Artimon, Gh., Patras, V., Cristea, I., Maraloiu, I. : **Fabrication des chemises de cylindre par formage — coulée en champ magnétique**

L'article décrit la programme expérimental concernant l'exécution de la technologie de formage — coulée en champ magnétique d'une chemise de cylindre en fonte grise à graphite nodulaire, destinée au tracteur de 65 ch. Par rapport à la coulée classique, ce procédé conduit à la hausse des caractéristiques physico-chimiques de la pièce, à la diminution des coûts de fabrication par suite de l'augmentation de la productivité du travail et de la réduction des rébuts.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 3 fig., 7 réf.

CD : 621.78

Cazacu, Lucia, Drugă, L. : **Augmentation de la durabilité des outils en acier rapide par le traitement thermo — chimique de nitroferroxage**

L'ouvrage présente la technologie et l'équipement de nitroferroxage des outils en acier rapide, dont la durabilité augmente de 50 à 180% dans des conditions énergétiques avantageuses. Les économies énergétiques résultant de la diminution du cycle de traitement thermique.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 5 fig., 2 réf.

CD : 621.73

Georgescu, A., Diaconu, I. : **Aspects économiques de la déformation plastique à froid sur la presse à moule oscillant (forgeage orbital)**

Le forgeage orbital sur la presse à moule oscillant présente les avantages généraux de la déformation plastique à froid et les avantages spécifiques à cette technologie, notamment : coûts d'investissement réduits, exeécution des pièces en une seule phase technologique, diminution de la main d'oeuvre d'usinage par coupe de métal, économies de métal et d'énergie.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 10 fig., 1 tabl.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 338.062.219

Cosneanu, C., Simionescu, G., Marcusohn, I., Katóna, N. : **Einige Betrachtungen über den Energieverbrauch in den Gießereien**

Im Beitrag werden die Produktion von Roheisen — und Stahlgußteilen vom energetischen Standpunkt analysiert und Lösungen zur technologischen Optimierung vorgeschlagen. Anhand von praktischen Beispielen wird der Nutzen der Berücksichtigung des neuen Kennwertes, des kumulierten Energieverbrauch, demonstriert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 4 Fig., 3 Tab., 4 Lit.

DK : 621.746.77

Drăgan, I., Canta, T., Miheţ, G. : **Einige Untersuchungen hinsichtlich der Aufbordelung der Löcher in dickwandigen Rohren**

Die Entwicklung der Chemie — und Kernindustrie hat die Zunahme des Bedarfs an dickwandigen Rohren, die mit Röhren verschiedener Abmessungen über die im Grundrohr ausgeführten Aussteifungen verbunden werden, bewirkt. Im Beitrag werden die technologischen Schwierigkeiten analysiert, die durch die Ausführung der Aufbordelungen am Grundrohr entstehen. Die durchgeführten Versuche haben die berechneten Ergebnisse, bei unter 10% liegenden Fehlresultate bestätigt.

Construcţia de maşini, 35 (1983, Nr. 9, 6 Fig., 2 Lit.

DK : 612.78

Vasiloiu, Aneta, Bozocea, Eugenia : **Die Entstehung von kritischen Spannungen in der Zementationsschicht durch das chemische Seigern des Stahls**

Die Bildung von Rissen in der Zementationsschicht ist in manchen Fällen von den vom Werkstoff bewirkten Spannungen und nicht von der Värmebehandlung verursacht. Diese Spannungen entstehen durch die vom chemischen Seigern des Stahls allmählich und nicht homogen den Perlit — und Ferritreihen entlang bewirkten Änderungen im Formkern. Die Bildung von Rissen wird vom langsamen Abkühlen nach der Aufkohlung begünstigt und durch die Anwesenheit des Zementitnetzes bedingt. Bei Zementationsstähle, die ein starkes chemisches Seigern aufweisen, vermindert die nach der Aufkohlung direkt vorgenommene Härtung die Neigung zur Rißbildung in der Zementationsschicht. Dabei bleiben das Zementitnetz, der nadelige Grobmartensit oder die Anwesenheit der Oberflächenentkohlung als kritische Faktoren übrig.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 17 Fig., 2 Lit.

DK : 621.783

Micläuş, Gl., Fulea, I., Cozma, M. : **Angewandte und verallgemeinerte Wege und Lösungen zur Herabsetzung des Energie — und Brennstoffverbrauchs im Bau der Wärmebehandlungsöfen**

Die Verfasser beschreiben die wichtigsten Richtungen in der Entwicklung der Wärmebehandlungsöfen mit einem Eisatzbereich zwischen 650°C und 1100°C. Durch die Einführung der aus Keramikfasern und Mineralwatte ausgeführten Isolationen werden das Ofengewicht um 12—73% m Vergleich zum herkömmlichen Verfahren und der spezifische Brennstoff — (Energie—) — verbrauch um 50—70% herabgesetz, während die Lestungen um etwa 40% gesteigert werden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 6 Fig.

DK : 621.785.542

Chiriţă, V., Nicolescu, Ileana, Bozocea, Eugenia, Dincă, I., Popovici, C. : **Die Untersuchung der Eigenschaften der durch die ultraschnelle Stahlhärtung im Elektronen — Plasma — Fluß erzielten Oberflächen**

Im Hinblick auf die Anwendung in der Industrie des neuen Verfahrens zur ultraschnellen Oberflächenhärtung im Elektronen — Plasma — Fluß wurde eine Reihe von Untersuchungen zur Charakterisierung der auf dieser Weise erzielten Oberflächen durchgeführt. Im Beitrag werden die vergleichenden Ergebnisse der an den im Elektronen — Plasma — Fluß oberflächengehärteten und an den nach dem herkömmlichen Verfahren behandelten Prüflingen aus den in der Industrie weitgehend verwendeten Stahlsorten vorgenommenen Verschleiß — und Reibuntersuchungen veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 14 Fig., 1 Tab., 7 Lit.

DK : 621.74

Oproiu, Maria, Tărăşescu, M. : **Einige Beiträge zur Entwicklung neuer Technologien und Anlagen zum Gießen schwerschmelzbarer und stark reaktiver Metalle und Legierungen**

Es werden einige Technologien zum Schmelzen und Gießen mit konzentrierter Energiequelle verglichen und die technisch — ökonomischen Vorteile des Elektronen — Plasmastrahl — Ofens hervorgehoben. Beschrieben wierd das Versuchsprogramm für Titanlegierungen. Die beschrebene Anlage wurde auf dem Salon für Erfindung in Brüssel 1982 mit der Goldmedaille ausgezeichnet.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 2 Fig., 3 Tab., 10 Lit.

DK : 621.74

Dinescu, L., Artimon, Gh., Patras, V., Cristea, I., Maraloiu, I. : **Die Fertigung der Kolbenzylinder durch Formgießen im Magnetfeld**

Im Beitrag wird das Versuchsprogramm für die Einführung der Technologie zum Formigießen im Magnetfeld eines Kolbenzylinders aus Grauguß mit Kugelgraphit für den Motor des Traktors von 65 PS beschrieben. Im Vergleich zum klassischen Gießverfahren wird eine Verbesserung der physikalisch — mechanischen Eigenschaften bei gleichzeitiger Herabsetzung der Erstellungsgosten durch die Steigerung der Arbeitsproduktivität und der Senkung der Fehlfabrikatenanzahl erzielt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 8 Fig., 7 Lit.

DK : 621.78

Cazacu, Lucia, Drugă, L. : **Die Erhöhung der Lebensdauer der aus Schnellstahl gefertigten Werkzeuge durch die chemische Nitroferroxierbehandlung**

Im Beitrag werden die Technologie und die Anlage zur Nitroferroxierung der aus Schnellstahl gefertigten Werkzeuge beschrieben, ein Verfahren, das die Lebensdauer derselben um 50—180% unter vorteilhaften energetischen Bedingungen erhöht. Die Energieeinsparung ergibt sich aus der Kürzung des Wärmebehandlungszyklus.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 5 Fig., 2 Lit.

DK : 621.73

Georgescu, A., Diaconu, I. : **Ökonomische Aspekte, die mit dem Kaltformen auf der Schwenkgesenkpresse (dem Orbitalschmieden) verbunden sind**

Das Orbitalschmieden auf der Schwenkgesenkpresse weist die allgemeinen Vorteile des Kaltformens und die für diese Technologie spezifischen Vorteile auf : geringe Investitionskosten, die Ausführung der Werkteile in einer einzigen technologischen Phase, das Erübrigen des mit der spanenden Bearbeitung verbundenen Arbeitsaufwands, Metall — und Energieeinsparung.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 10 Fig., 1 Tab.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК »338.062.219

Коснеану, К., Симионеску, Г., Маркусон, И., Катона, Н.: **Ряд соображений о расходе энергии в литейных цехах**

Работа анализирует, с энергетической точки зрения, продукцию литых деталей, чугунных и стальных, предлагая решения для технологической оптимизации. Даются практические примеры, полезность учитывания нового показателя — совместительного расхода энергии.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 4 рис., 3 табл., 4 лит.

ДК: 621.746.77

Дрэган, И., Канта, Т., Михец, Г.: **Исследования о закромке отверстий в трубах с толстыми стенками**

Развитие химической и ядерной промышленностей потребовало повышение количества труб с толстыми стенками, сборка которых делается трубами различных размеров, посредством кромок, являющихся частью основной трубы. Статья анализирует технологические трудности изготовления — деформирования — кромок основной трубы. Испытания подтвердили результаты, полученные расчетами, с ошибками ниже 10%.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 6 рис., 2 лит.

ДК: 621.78

Василою, Анета, Бозочеа, Еуджения: **Появление критического нахождения в цементированном слое, благодаря химической ликвации стали**

Растрескивание цементированного слоя объясняется, в некоторых случаях, напряжениями в материале, а не в процессе термической обработки. Эти напряжения появляются вследствие последовательного и неоднородного превращения сердечника, направленного вдоль ряда перлита и феррита, благодаря химической ликвации стали. Растрескиванию способствует медленное охлаждение после обуглероживания и обусловлено наличием сети цементита. С случае стали цементирования с важной химической ликвацией, прямая закалка от обуглераживания снижает тенденцию растрескивания цементированного слоя, но сеть цементита, грубый игольчатый мартенсит, или наличие поверхносного обуглероженного слоя остаются критическими факторами.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 17 рис., 2 лит.

ДК: 621.783

Миклэуш, Гг., Фулеа, И., Козма, М.: **Пути и решения, освоенные и обобщенные для снижения расхода энергии и топлива в строительстве печей термической обработки**

Авторы представляют главные направления в концепции печей термической обработки с рабочим режимом оежду 650—1100°С. Внедрением изоляции из керамического волокна и минеральной ваты, снижается вес печей на 12—73%, против классического решения, специфический расход (энергуя) снижаются на 50—70%, а к п д повышается приблизительно на 40%.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 6 рис.

ДК: 621.785.542

Кирицэ, В., Николаеску, Илеана, Бозочеа, Еуджения, Динкэ, И., Попович, К.: **Исследования о свойствах поверхностных слоев, полученных ультрабыстрой закалкой стали в потоке плазменных электронов.**

В целях применения в промышленности нового метода поверхностной ультразвуковой закалки в потоке плазменных электронов, осуществили ряд испытаний для охарактеризования слоев, полученных этим методом. В статье представляются результаты сравнительных исследований износа и трения, на поверхностно закаленных темплетах в потоке плазменных электронов и на классически закаленных темплетах, изготовленных из стали с широким применением в промышленности.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 14 рис., 1 табл., 7 лит.

ДК: 621.74

Опрою, Мария, Тэрэшеску, М.: **Вклад в развитие ряд новых технологий и литейных установок из тугоплавных и сильно реактивных металлов и сплавов.**

Сравнивается ряд технологий плавки и литья при помощи с концентрированных источников энергии и выявляются технико-экономические выгоды печи с пламенными электронами. Представляется опытная программа с титановыми сплавами. Описанная установка получила золотую медаль на Салоне изобретений в Брюсселе, 1982 г.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 2 рис., 3 табл., 10 лит.

ДК: 621.74

Динеску, Л., Артимон, Г., Патрас, В., Кристеа, И., Маралою, И.: **Изготовление втулок цилиндров путем формовки-литья в магнитном слое**

Статья описывает опытную программу освоения технологии формовки-литья в магнитном слое втулки цилиндра из чугуна с глобулярным графитом, для двигателя трактора мощностью 65 л.с. По сравнению с классическим литьём, повышаются фузико-механические свойства детали, снижается себестоимость продукции за счёт роста производительности труда и понижения браков.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 8 рис., 7 лит.

ДК: 621.78

Казаку Лучиа, Другэ, Л.: **Рост долговечности инструмента из быстрорежущей стали путем термохимической обработки нитроферроксации.**

Таблица представляет технологию и оборудование для нитроферроксации инструмента из быстрорежущей стали, чья долговечность расчет на 50—180%, в выгодных энергетических условиях. Энергетические экономии вытекают из сокращения цикла термической обработки.

Construcţia de maşini 35, (1983), н. 9, 5 рис., 2 лит.

CZ : 621.747.31

Cohn, E., Ionescu, C., Scurtu, I.: **Îmbunătățirea dezbaterii pieselor din aliaje de aluminiu**

În lucrare se arată posibilitățile existente de a obține o desbatere mai ușoară a pieselor din alumiu. Se prezintă experimentările efectuate în vederea stabilirii unor adaosuri de desbatere de natură organică, influența proporțiilor diferite de adaosuri asupra proprietăților tehnologice, ale unor amestecuri de formare precum și influența adaosurilor de celuloză micronizată asupra amestecurilor pe bază de silicat de sodiu, rășină furanică, dextrină și ulei de in.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 9, 5 fig., 4 tab., 12 ref. bibl.

CZ : 621.745.35

Popa, N., Tudosie, M.: **Considerații practice și teoretice privind influența diferiților parametri electrici la retopirea electrică, sub zgură, pentru rafinarea oțelurilor**

Articolul constituie o analiză energetică a unui proces de retopire în baie de zgură, pe o instalație românească, comparînd factorii de influență și efectele lor. La retopirea sub zgură a oțelurilor trebuie să se utilizeze valori medii de productivități și parametri moderați, respectiv valori medii ale curenților și tensiunilor folosite, calitatea oțelului rămînînd factor determinat.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 9, 7 fig., 4 ref. bibl.

DC : 621.785.6

Pantea, V., Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca: **Considerations upon the Practical Conditions for Using Synthetic Hardening Agents**

A comparative study and analysis are made of the technical and economic results obtained by using certain own — devised synthetic hardening agents. After reviewing its advantages, the paper specifies the criteria underlying the taking up of the synthetic hardening agents.

Construcția de mașini, 35 (1973), No. 9, 8 fig., 1 table

DC : 621.78

Pantea, V., Baicu, Ștefania, Ghebe, Elena, Marinescu, Maria, Roman, Liliana, Dicu, C.: **Procedure for Obtaining Diffusion Layers on Steel Support, and its Use in the Bushings Production**

A new technology in the field of surface treatment refers to the obtaining of diffusion layers by electrodeposition and heat diffusion, with or without the help of the ferrous support. Pig iron or steel components with diffusion layers are wear —, sticking — and/or corrosion — resistant replacing nonferrous metal (bronze, brass) components, while price cuts are also obtained.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 8 fig., 1 table, 4 bibl. papers

DC : 621.747.31

Cohn, E., Ionescu, C., Scurtu, I.: **Improved Knocking — out of Aluminium Alloy Components**

The paper shows the existing possibilities of obtaining an easier knoching-out of aluminium alloy components. The paper moreover presents the experiments carried out with a view of establishing knocking-out additions of organic nature, the influence of various addition ratios on the technological properties of certain forming mixtures, as well as the influence of micronized cellulose additions upon the mixtures based on sodium silicate, furanic resin, dextrine and linseed oil.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 5 fig., 4 tables, 12 bibl. papers

DC : 621.745.35

Popa, N., Tudosie, M.: **Practical and Theoretical Considerations upon the Influence of Various Electric Parameters when Refining Steels by Electrical Remelting in Slag Bath**

The paper makes a power analysis of the remelting process in slag bath performed by a Romanian installation, comparing the influence factors and their effects. When remelting steels in slag bath, average efficiency figures and parameters should be used, as well as currents and voltages of medium value, the steel quality remaining a determinate factor.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 9, 7 fig., 4 bibl. papers

CD : 621.785.6

Pantea, V., Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca: **Appréciations concernant les condition pratiques d'utilisation des milieux de trempe synthétiques**

On étudie et on analyse comparativement les effets techniques et économiques de l'utilisation des milieux de trempe synthétiques originaux. En passant en revue les avantages, l'articole précise les critères que l'on doit considérer en vue d'introduire dans l'exploitation les milieux de trempe synthétiques.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 8 fig., 1 tabl.

CD : 621.78

Pantea, V., Baicu, Ștefania, Ghebe, Elena, Marinescu, Maria, Roman, Liliana, Dicu, C.: **Procédé de réalisation des couches de diffusion sur support d'acier, avec application à la fabrication des coussinets**

Une technologie nouvelle dans le domaine des traitaments superficiels consiste à réaliser des couches de diffusion obtenues par dépôt électrolytique et diffusion thermique, avec on sans apport du support ferreux. Les pièces en acier ou en fonte avec des couches de diffusion, résistantes à l'usure, au grippage et ou à la corrosion, remplacent les pièces en métaux non-ferreux (bronze, laiton), tout en réalisant des économies au prix de revient.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 8 fig., 1 tabl., 4 réf.

CD : 621.747.31

Chon, E., Ionescu, C., Scurtu, I.: **Amélioration de l'extraction par martelement des pièces en alliages d'aluminium**

L'ouvrage montre les possibilités actuelles d'obtenir une extraction par martelement plus facile des pièces en aluminium. On présente les expérimentations effectuées en vue d'établir les additions de martelement d'origine organique, l'influence exercée par différentes proportions d'additions sur les propriétés technologiques, de certains mélanges de formage, ainsi que l'influence exercée par les additions de cellulose micronisée sur les mélanges formés de silicate de sodium, résine furane, dextrine et huile de lin.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 5 fig., 4 tabl., 12 réf.

CD : 621.745.35

Popa, N., Tudosie, M.: **Considérations pratiques et théoriques concernant l'influence exercée par différents paramètres électriques sur la re-fusion électrique sous laitier pour le raffinage des aciers**

L'article constitue une analyse énergétique d'un processus de re-fusion en bain de laitier, dans une installation roumaine, tout en comparant les facteurs d'influence et leurs efefts. Lors de la re-fusion des aciers sous laitier, on doit utiliser des valeurs moyennes de la productivité et des paramètres modérés, c'est-à-dire les valeurs moyennes des courants et des tensions utilisés, la qualité de l'acier demeurant le facteur déterminant.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 9, 7 fig., 4 réf.

DK : 621.785.6

Pantea, V., Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca: **Einschätzung der praktischen Bedingungen für die Verwendung der synthetischen Härtemittel**

Die technischen und ökonomischen Effekte der Verwendung von originalen synthetischen Härtemittel werden vergleichend untersucht und analysiert. Hach einer übersichtlichen Darstellung der Vorteile werden im Beitrag die Kriterien angeführt, die der Inbetriebaufnahme der synthetischen Härtemittel zugrunde liegen müssen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 8 Fig., 1 Tab.

DK : 621.78

Pantea, V., Baicu, Ştefania, Ghebe, Elena, Marinescu, Maria, Roman, Liliana, Dicu, C.: **Verfahren zur Erzielung der Diffusionsschichten auf einem Stahlträger und dessen Anwendung in der Laufbüchsenherstellung**

Eine neue Technologie im Bereich der Oberflächenbehandlung, die in der Erzielung der Diffusionsschichten durch galvanotechnische Ablagerung und thermische Diffusion mit oder ohne Beteiligung des eisenhaltigen Trägers besteht. Die mit verschleißbeständigen, gegen Festfressen beständigen und/oder rostäbeständigen Diffusionsschichten versehenen Werkteile aus Stahl und Gußeisen ersetzen die aus NE — Metallen (Bronze, Messing) ausgeführten Werkteile, wodurch die Erstellungskosten herabgesetzt werden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 8 Fig., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 621.747.31

Chon, E., Ionescu, C., Scurtu, I.: **Leichteres Ausschlagen der Werkteile aus Aluminiumlegierungen**

Im Beitrag werden die bestehenden Möglichkeiten beschrieben, die ein leichteres Ausschlagen der Aluminiumwerkteile ermöglichen. Es werden die durchgeführten Versuche zur Feststellung der Ausschlagzusätze organischer Art, ferner des von den verschiedenen Zusatzverhältnissen auf die technologischen Eigenschaften ausgeübten Einflusses wie auch des von den Mikronenzellulosezusätzen auf die Grundmischungen auf Basis von Natriumsilikat, Furanharz, Dextrin und Leinöl ausgeübten Einflusses beschrieben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 5 Fig., 4 Tab., 12 Lit.

DK : 621.745.35

Popa, N., Tudosie, M.: **Einige praktische und theoretische Betrachtungen über den Einfluß der verschiedenen elektrischen Parameter bei dem unter Schlache durchgeführten elektrischen Einschmelzen zur Stahlraffination**

Der Beitrag stellt eine energetische Analyse eines unter Schlacke ausgeführten Einschmelzvorgangs auf einer rumänischen Anlage dar, in der die Einflußfaktoren und ihre Auswirkung verglichen werden. Bei dem unter Schlacke durchgeführten Einschmelzen der Stahle sind mittlere Produktivitätswerte und mäßige Parameter, bzw. mittlere Werte der verwendeten Stromstärken und Spannungen zu benutzen; dabei bleibt die Stahlqualität der ausschlaggebende Faktor.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 9, 7 Fig., 4 Lit.

ДК : 621.73

Джорджеску, А., Днакону, И.: **Экономические аспекты холодной пластической деформации на прессе с колеблющейся прессформой (орбитальная ковка).**

Орбитальная ковка на прессе с колеблющейся прессформой дает общие выгоды холодной пластдеформации и специфическиа этой технологии выгоды, как: пониженные капитальные расходы, изготовление деталей в единственной технологической фазе, снижение работы режущей обработки, экономики металла и энергии.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 9, 10 рис,, 1 табл.

ДК : 621.785.6

Пантеа, В., Ионеску, Д., Трэистару, К., Кириаческу, Ралука: **Оценки о практических условиях использования синтетических сред закалки**

Сравнительно изучаются и анализируются технические и экономические эффекты использования ряда оригинальных синтетических сред. После обзора выгод статья уточняет критерии, на основе которых должны внедрятся в эксплуатацию синтетические среды закалки.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 9, 8 рис, 1 табл.

ДК : 621.78

Понтеа, В., Байку Штефания, Гебе Елена, Маринеску Мария, Роман Лилиана, Дику, К.: **Метод осуществления слоев диффузии на стальном носителе, с применением, в изготовлении подшипников.**

Новая технология в области поверхностной обработки состоит из осуществления диффузионных слоев, полученных путем электролитического осаждения и термической диффузии, с или без вклада ферроносителя. Стальные или чугунные детали с диффузионными слоями, износостойкие, стойкие к заеданию и/или коррозии, заменяют детали из цветных металлов (бронза, латунь), что ведет к экономиям себестоимости.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 9, 8 рис., 1 табл., 4 лит.

ДК : 621.747.31

Кон Е., Ионеску К., Скурту И.: **Улучшение выбивки деталей из алюминиевых сплавов**

В работе даются сущесвующие возможности получения более легкой выбивки алюминиевых деталей. Представляются опыты по определению добавок выбивки органического происхождения, влияние различных пропорций добавок над технологическими свойствами, формовочных добавок, а также влияние целлюлозных добавок над добавками на базе силиката натрия, фурановой смолы, декстрина и льняного масла.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 9, 5 рис., 4 табл., 12 лит.

ДК : 621.745.35

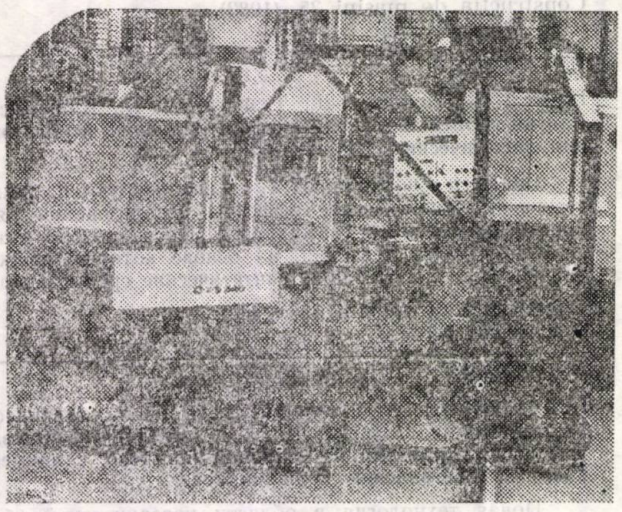
Попа Н., Тудосие М.: **Практические и теоретические соображения о влиянии различных электрических параметров над электроплавкой, под шлаком, для очистки стали**

Статья является энергетическим анализом процесса плавки в шлаковой ванне, на румынской установке, сравнивая факторы влияния и их эффект. При переплавке стали под шлаком надо использовать средние значения производительности и умеренные параметры, т.е. средние значения используемых токов и напряжения; качественность стали остается определяющим фактором.

Construcţia de maşini 35, (1983),
н. 9, 7 рис., 4 лит.

MANIPULATOARE PORTAL, ROBOȚI ȘI SISTEME DE TRANSPORT

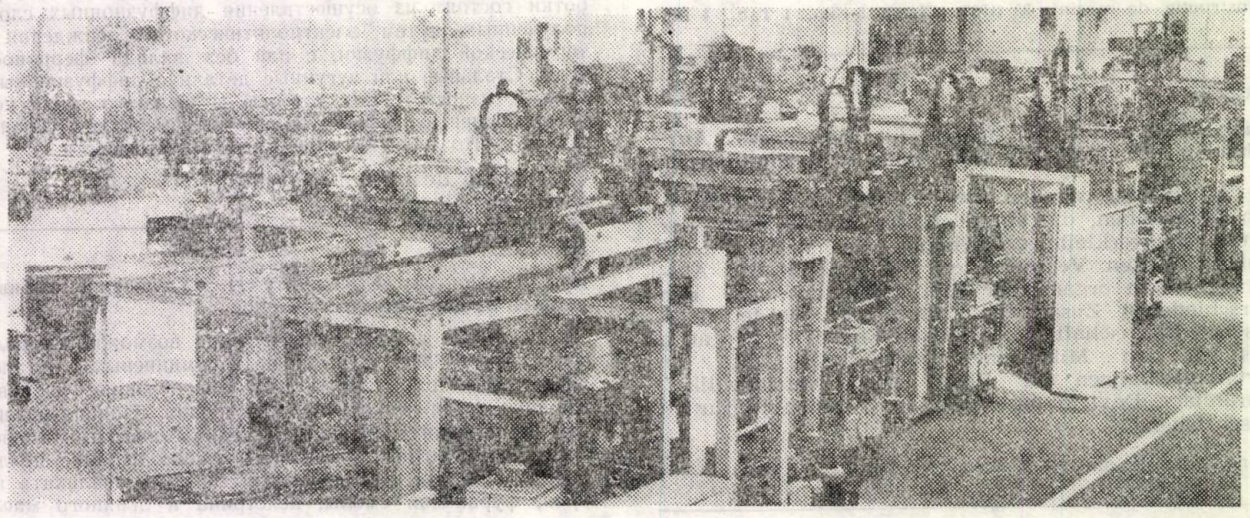
MACHINOEXPORT SOFIA – BULGARIA



– Manipulatoare portal de tip PIRIN cu capacități portante de 10 ; 40 ; 80 și 160 kg și variate performanțe privind înălțimea, lungimea, cursa deplasării, numărul mînerelor, cleștii de prindere etc.

– Căi de rulare pentru palete, sisteme de transport cu conveioare cu pași, cu lanț sau cu role, cu capacități portante între 20-150 kg ; prevăzute cu dispozitive de frînare, control, alimentare, descărcare și altele.

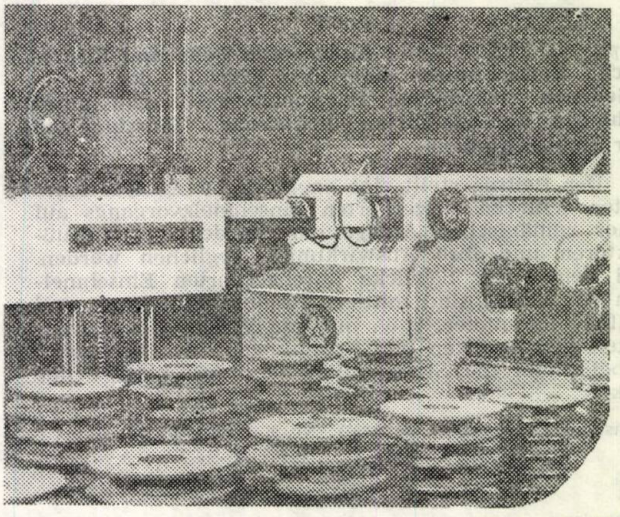
– Roboți cu servoacționare pneumatică, hidraulică sau electromecanică, adecvați pentru piese de prelucrat cu masa proprie între 5 și 540 kg.



– Roboți pentru vopsire.

– Complexe de roboți pentru sudare.

Manipulatoarele portal, roboții și sistemele de transport permit o proiectare și realizare rapidă, la nivelul tehnic actual, a complexelor automate cu fiabilitate ridicată în funcționare.



MACHINOEXPORT

Str. Aksakov 5, SOFIA (BULGARIA)
Telex : 023425/26 - Tel : 88.53.21

PUBLICOM

CZ : 338.062.219

Unele considerații privind consumul de energie din turnătorii

Dr. ing. Constantin **COSNEANU**, ing. Gheorghe **SIMIONESCU**, ing. Iulian **MARCUSOHN** — I.C.S.I.T.P.S.C. București
Ing. Nicolae **KATONA** — I.C.P.M.S.N. Cluj-Napoca

Importanța deosebită a resurselor materiale și energetice pentru economia națională a fiecărui stat a reieșit mai clar, în ultimul deceniu cînd omenirea este puternic confruntată cu lipsuri majore de gaze naturale, țiței, cărbuni cocsificabili, minereuri metalifere și nemetalifere ș.a.

Aspectelor legate de evaluarea și precizarea resurselor materiale li s-au alăturat cele privitoare la folosirea cît mai rațională a acestora și implicit reducerea nivelurilor respective de consum. Aceste elemente au devenit, în epoca noastră, componente principale ale politicii de stat și internaționale.

În cadrul acțiunilor de gospodărire judicioasă a resurselor materiale, se acordă o atenție deosebită economisirii resurselor energetice. Într-o primă fază se impune lărgirea și aprofundarea elementelor de comensurare a eforturilor energetice, sub aspectul consumurilor cumulate necesitate de un produs final.

Noțiunea de **consum cumulat** însumează consumurile din procesele tehnologice ale fazelor producției intermediare și finale. Cuprinderea completă în calcul a resurselor energetice necesitate de fabricarea unui produs a impus ca, în afara energiei tehnologice din procesul productiv respectiv, să fie considerată și cea înmagazinată în resursele materiale consumate. Operarea cu noul indicator „consum cumulat de energie" oferă posibilitatea :

a) stabilirii mărimii gradului de „amplificare" a valorii resursei primare, de-a lungul înlănțuirii proceselor de fabricație ;

b) identificării precise a „punctelor de maximă sensibilitate" de pe întregul itinerar tehnologic și a transformării aprecierii că un produs care în aparență ar fi un consumator moderat de energie sau resursă primară, în aceea că în realitate este un intens consumator sau invers ;

c) determinării verigii din lanțul de procese de producție care împiedică realizarea eficientă a produsului și, odată cu aceasta, a focalizării unor decizii care să înlăture această anomalie ;

d) luării de decizii mai bine fundamentate în alegerea unei variante de investiție ș.a. [1].

Economisirea energiei, folosirea ei cu maximă eficiență și responsabilitate, constituie o sursă importantă și valoroasă de mărire a cuantumului de resurse energetice interne. În actuala conjunctură mondială, pentru a pune capăt risipei de combustibil, energie electrică și termică, se impun măsuri mai energice de îmbunătățire a randamentelor energetice și de asigurare a trecerii la o etapă calitativ nouă a întregii activități economice. Aceasta implică, printre altele, necesitatea efectuării (și în domeniul turnătoriei) a unor analize critice comparative, care să permită o mai bună identificare a căilor și mijloacelor de folosire judicioasă a resurselor energetice.

În spiritul ideilor mai sus arătate, au fost calculate consumurile energetice cumulate pentru piesele turnate din aliaje feroase (tab. 1, 2).

Aceste calcule au fost efectuate pe itinerarul tehnologic din turnătorie și permit identificarea, cu precizie, a rezervelor existente care constituie sursele potențiale de reducere a consumurilor de energie și materiale [1].

S-a efectuat o analiză mai aprofundată asupra topirii fontei în cuptoare electrice cu inducție, deoarece :

— topirea inductivă a fontei are o pondere de 32% din totalul fontei topite în cadrul turnătoriilor M.I.C.M. ;

— metoda se utilizează, în prezent, în condiții tehnico-economice modeste, în comparație cu situația existentă în țările avansate industrial.

Datele folosite în calculul consumului cumulat de energie, în cazul topirii fontei cenușii marca Fc 250 în cuptorul cu inducție de 12,5 t capacitate, folosit în turnătoriile M.I.C.M., sînt prezentate în fișa de calcul nr. 1.

Din analiza datelor de calcul se constată că ponderea cea mai ridicată, din consumul total de energie cumulată, o au energia electrică consumată la topire — supraîncălzire și aceea necesară topirii proporției de fontă brută utilizată în încărcătura metalică.

Datele din literatura de specialitate [2] arată (tab. 3) că, pentru un cuptor de inducție cu capacitatea de 12,5 t, consumul maxim de energie este de 520 kWh/t. La această valoare, pentru supraîncălzirea fontei, se mai consumă circa 30 kWh/t.

Consumuri cumulate de energie pentru piese turnate din fontă

Tabelul 1

Şarjare tcc/tp.bt	Topire tipul fontei	tcc/t lichid cubilou	Cuptor inducţie	Formare (tcc/tp bt)				Dezbaterea tcc/tp.bt	Curăţire tcc/tp.bt		
				Procedeul	Piese mici	Piese mijlocii	Piese mari		Piese mici	Piese mijlocii	Piese mari
0,065	Fg. lamelar	0,7792	0,5702	Manual crud	0,1025	1,096	—	0,00	0,4592	0,398	0,330
	Fg. vermicular	—	0,7301	Manual uscat	—	1,3079	1,1731				
	Fg. nodular	—	0,7456	Manual silicat Na	0,4036	0,4160	0,4411				
	Fg. nodular feritica	—	0,9256	Manual răşină	0,5129	0,5261	0,5504				
	F. maleabilă	—	0,6702	Mecanizat crud	0,2095	—	—				
				Mecanizat uscat	—	0,2095	0,3433				
				Formare în coji	0,3985	—					

Consumuri cumulate de energie pentru piese turnate din oţel

Tabelul 2

Şarjare tcc/tpbt	Topire (tcc/t lichid)			Formare (tcc/tpbt)				Dezbatere tcc/tpbt	Curăţire (tcc/tpbt)		
	Tipul oţelului	Cuptor arc	Cuptor inducţie	Procedeul	Piese mici	Piese mijlocii	Piese mari		Piese mici	Piese mijlocii	Piese mari
0,0309	Oţel carbon	0,5580	0,4260	Manual crud	0,1462	1,4214 uscat	1,0527 uscat	*) 0,0090 CI	0,2766	0,2030	0,2670
	Slab aliat	0,5564	0,4134	Manual răşină	0,5357	0,5644	0,5874	TTp	0,3091	0,3091	0,3091
	Aliat $<15\%$	1,0407	0,9087	Manual silicat Na	0,5605	0,4841	0,5071	CII	0,0165	0,0129	0,0261
	Aliat $>15\%$	1,2337	1,1017	Manual crud-sol	—	0,1152	0,4537	Total	0,6022	0,5250	0,6027
	Manganos	0,8273	0,6983	Mecanizat	0,1443	0,1952	0,1568				
				Automatizat crud	0,0904	0,1052	0,1098				

*) Consumul energetic al agregatului de dezbatere

În total la o exploatare curentă şi corectă a cuptorului, consumul specific maxim de energie este de 550—560 kWh/t.

Aceste valori au la bază consumul de energie termică teoretică (fig. 1), la care se adaugă pierderile de căldură (fig. 2) prin conducţie (lateral şi prin capac), precum şi randamentul cuptorului.

Conducerea corectă a procesului de elaborare înseamnă :

— utilizarea unor încărcături metalice ieftine compacte, lipsite de rugină şi impurităţi ;

— asigurarea unui grad de umplere a creuzetului cu metal lichid, de minimum 70% (fig. 3) ;

— obţinerea compoziţiei chimice (grad de saturaţie S_c şi impurităţi) şi a stării de normalitate ($R_g = 1{,}0$) a aliajului ;

— realizarea temperaturii de turnare, în funcţie de grosimea pereţilor pieselor turnate ;

— durate scurte de elaborare şi consum redus de energie electrică.

Sublinierea acestor elemente tehnologice o facem şi de această dată, ca urmare a faptului

că, în majoritatea turnătoriilor de fontă dotate cu cuptoare electrice de inducție, se constată depășiri apreciabile ale consumurilor de energie și nerespectarea proceselor tehnologice de elaborare [3].

Caracteristicile cuptoarelor de inducție cu creuzet

Tabelul 3

Capacitatea cuptorului [t]	Puterea nominală max. [kW]	Productivitatea [kg/h]	Consumul maxim de energie [kWh/t]
2,0	1,2	740	585
3,2	1,5	950	575
4,0	2,3	1310	550
6,3	3,3	1850	540
8,0	4,2	2330	530
10,0	5,2	2860	525
12,5	6,4	3490	520
18,0	10,0	5000	520
22,5	12,9	6500	515
31,0	15,4	8500	515
43,0	15,4	12000	505
60,0	32,0	17000	505

De asemenea, ne explicăm depășirile normelor de consum ale energiei electrice în multe turnătorii, prin nivelul scăzut al calificării la personalul tehnic din exploatare, care se ocupă nemijlocit de conducerea proceselor de elaborare.

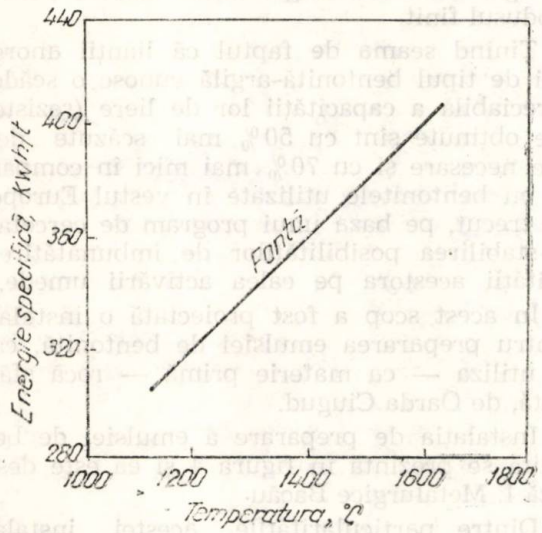


Fig. 1 Energia specifică teoretică — necesară pentru topirea și supraîncălzirea fontelor.

În fișa de calcul nr. 2 se prezintă elementele de calcul ale consumului cumulat de energie, în cazul conducerii corecte a procesului de elaborare a fontei cenușii marca Fc 250, în cuptorul de inducție de 12,5 t capacitate. Diferența de 401,4 kWh/t mai puțin, față de situația prezentată în fișa de calcul nr. 1, rezultă datorită adoptării următoarelor măsuri tehnologice :

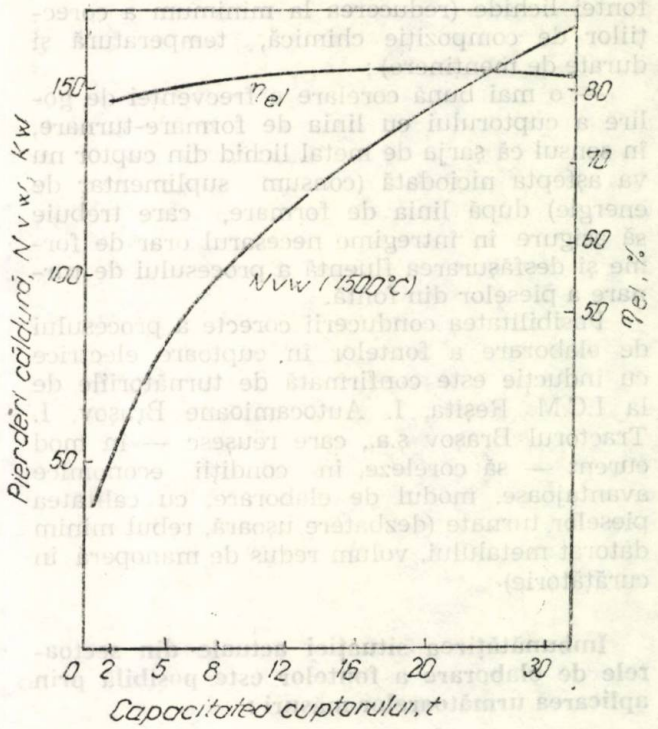


Fig. 2 Variația pierderilor de căldură și a randamentului în funcție de capacitatea cuptoarelor de inducție.

— reducerea proporției de fontă brută în șarjă ;

— folosirea pentru carburarea fontei, a cocsului de petrol calcinat, sortat la granulație corespunzătoare ;

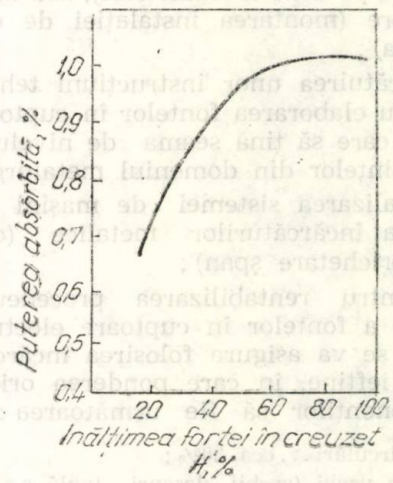


Fig. 3 Variația puterii cuptorului de inducție în funcție de gradul de umplere cu metal al creuzetului.

— scăderea duratei de topire a șarjei sub 60 minute, ca urmare a folosirii încărcăturilor metalice corect pregătite și dozate, precum și a realizării rapide a stării de normalitate a fontei lichide (reducerea la minimum a corecțiilor de compoziție chimică, temperatură și durate de menținere) ;

— o mai bună corelare a frecvenței de golire a cuptorului cu linia de formare-turnare, în sensul că șarja de metal lichid din cuptor nu va aștepta niciodată (consum suplimentar de energie) după linia de formare, care trebuie să asigure în întregime necesarul orar de forme și desfășurarea fluentă a procesului de turnare a pieselor din fontă.

Posibilitatea conducerii corecte a procesului de elaborare a fontelor în cuptoare electrice cu inducție este confirmată de turnătoriile de la I.C.M. Reșita, I. Autocamioane Brașov, I. Tractorul Brașov ș.a., care reușesc — în mod curent — să coreleze, în condiții economice avantajoase, modul de elaborare, cu calitatea pieselor turnate (dezbatere ușoară, rebut minim datorat metalului, volum redus de manoperă în curățătorie).

Îmbunătățirea situației actuale din sectoarele de elaborare a fontelor este posibilă prin aplicarea următoarelor măsuri :

— dotarea sectoarelor de elaborare cu contoare pentru măsurarea cantităților de energie consumată ;

— dotarea cu termocuple de imersie pentru măsurarea temperaturii fontei lichide ;

— dotarea cu aparate tec-tip, pentru determinarea rapidă (1 minut) a carbonului echivalent ;

— generalizarea metodei de cîntărire electronică cu ajutorul dozelor tensometrice (produse în serie de I. Nicolina Iași) a cantității de metal lichid din cuptoarele de topire (montarea cuptorului pe doze tensometrice), sau din oalele de turnare (montarea instalației de cîntărire pe macara) ;

— alcătuirea unor instrucțiuni tehnologice tip pentru elaborarea fontelor în cuptoarele de inducție, care să țină seama de nivelul actual al cunoștințelor din domeniul metalurgiei [4] ;

— realizarea sistemei de mașini pentru pregătirea încărcăturilor metalice (debitare, presare-brichetare șpan) ;

— pentru rentabilizarea procedeului de elaborare a fontelor în cuptoare electrice cu inducție, se va asigura folosirea încărcăturilor metalice ieftine, în care ponderea orientativă a componenților să fie următoarea :

— recirculări ... cca. 30% ;

— fier vechi (așchii, deșeuri tablă ș.a.) ... 45—65% ;

— fontă brută ... 25—5% ;

— folosirea, la corectarea compoziției și modificarea fontelor, a ferosiliciului cu un conținut de maximum 1% aluminiu ;

— pentru carburarea fontelor se va utiliza, cu precădere, cocsul de petrol calcinat și sortat (produs de I.P. Cărbunoase Slatina) ;

— modificarea fontelor se va realiza, în condiții optime, prin utilizarea bazinului intermediar cu diametrul de evacuare ∅80—90 mm (asigură un debit constant de fontă de circa 2 t/min) și a pîlniei de amestecare, în care se adaugă modificatorul propriu-zis.

Desigur că, pe lîngă măsurile mai sus menționate este nevoie de îndeplinirea mai multor condiții legate de asigurarea funcționării — în regim continuu — a instalațiilor energetice ale cuptorului, creuzetului acestuia etc. ICSITPSC a elaborat instrucțiunile de întreținere, reparare și exploatare a tipurilor de cuptoare electrice cu inducție, de fabricație indigenă, care vor fi de un real folos tuturor acelora care răspund în turnătorie de buna funcționare a utilajelor și instalațiilor tehnologice.

Un alt exemplu din care reiese utilitatea practică a luării în considerare a noului indicator (consumul cumulat de energie) este luat din domeniul preparării amestecurilor de formare crude pentru liniile de formare mecanizate și automatizate.

Ca liant se utilizează bentonita pulverulentă, care are un consum cumulat de energie de 0,1262 tcc/t, adică 354,5 kWh/t cheltuiți pe întregul flux tehnologic de la carieră pînă la produsul finit.

Ținînd seama de faptul că lianții anorganici de tipul bentonită-argilă cunosc o scădere apreciabilă a capacității lor de liere (rezistențele obținute sînt cu 50% mai scăzute decît cele necesare și cu 70% mai mici în comparație cu bentonitele utilizate în vestul Europei), s-a trecut, pe baza unui program de cercetare, la stabilirea posibilităților de îmbunătățire a calității acestora pe calea activării umede.

În acest scop a fost proiectată o instalație pentru prepararea emulsiei de bentonită, care va utiliza — ca materie primă — rocă sfărîmată, de Oarda Ciugud.

Instalația de preparare a emulsiei de bentonită se prezintă în figura 4 și ea este destinată I. Metalurgice Bacău.

Dintre particularitățile acestei instalații apreciem ca utile sublinierea următoarelor :

— pentru roca de bentonită, care este transportată în întreprindere sub formă de bulgări se consumă circa 30 kWh/t energie

— instalația de preparare a bentonitei sub formă de emulsie are o putere instalată de 100 kW ;

— bentonita brută se pregonflează în mediu umed într-un recipient dotat cu un agitator ;

— prepararea emulsiei propriu-zise implică adaosurile de carbonat de sodiu și agent carbonic lichid (RCC) ;

— instalația de preparare — dozare emulsie este automatizată asigurînd adaosurile de împrospătare pentru cele patru amestecătoare din SPAF.

Prin aplicarea acestui itinerar tehnologic se estimează o reducere a consumului cumulat de energie de la 354,5 kWh/t, la circa 120 kWh/t.

Pe lîngă acest avantaj, va mai rezulta o îmbunătățire sensibilă a calității amestecurilor de formare preparate, ca urmare a creșterii capacității de liere a bentonitei, scăderea PL și PC din amestecurile de formare, mărirea permeabilității acestora ș.a.

În final, rezultă piese turnate cu suprafețe mai puțin rugoase, iar în curățătorie manopera se va reduce cu cel puțin 30%, iar rebutul datorat amestecurilor de formare — cu minimum 40%, prin reducerea umidității amestecului de formare la 3—3,2%.

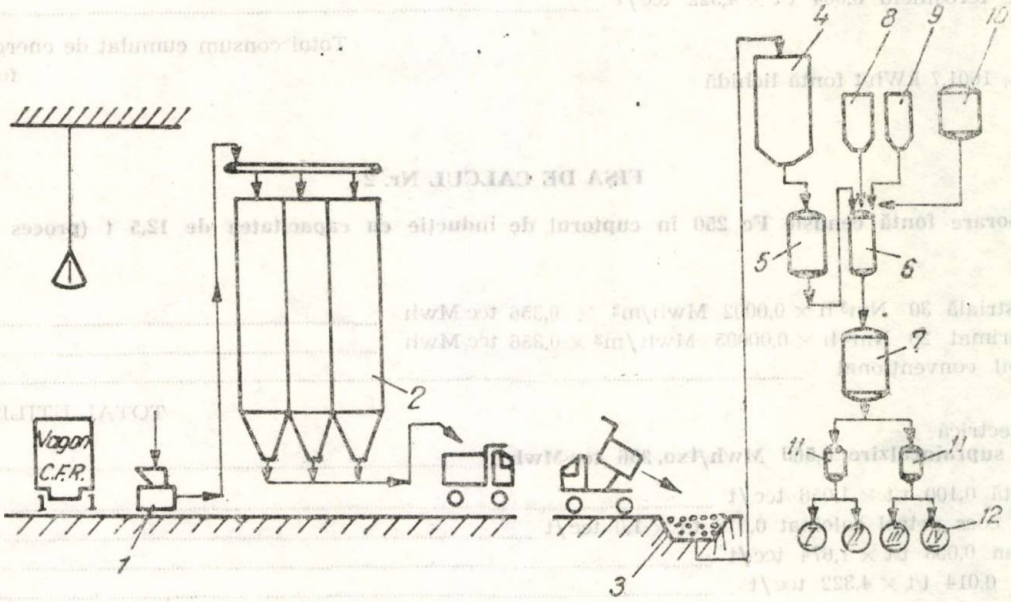


Fig. 4 Schema tehnologică a instalației de preparare a emulsiei de bentonită.

1. concasor ; 2. buncăr bentonită brută ; 3. buncăr intermediar; 4. buncăr bentonită măcinată; 5. recipient pregonflare (3 m³) ; 6. recipient preparare emulsie (2 m³) ; 7. vas colector (10 m³) ; 8. buncăr bentonită micronizată ; 9. buncăr Na_2CO_3 ; 10. rezervor RCC (40 m³) ; 11. rezervoare intermediare (100 l) ; 12. amestecătoare SPAF.

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x*: Studii comparative ale materialelor și tehnologiilor utilizate în turnătorie, ICSITPSC, 1982 (uz intern)

[2] *x x x*: Giessereikalender, 1981, VDG.

[3] *Vincenz, C.*: Topirea fontei în cuptoare electrice de inducție. Centrul de perfecționare a cadrelor M.I.C.M., 1981.

[4] *x x x*: Giessereikalender, 1977—1978 — VDG.

FIȘA DE CALCUL Nr. 1

Elaborare fontă cenușie Fc 250 în cuptorul cu inducție cu capacitatea de 12,5 t

	tcc
1. apă industrială 30 Nm³/h × 0,0002 Mwh/m³ × 0,356 tcc/Mwh	0,0021
2. aer comprimat 20 Nm³/h × 0,00095 Mwh/m³ × 0,356 tcc/Mwh	0,0068
3. combustibil convențional	0,0080
Total utilități	0,0169
4. energie electrică **topire și supraîncălzire 0,630 Mwh/t × 0,356 tcc/Mwh**	0,2242
5. fontă brută 0,200 t/t × 1,056 tcc/t	0,2112
6. electrozi carburare 0,010 t/t × 3,593 tcc/t	0,0359
7. feromangan 0,004 t/t × 1,674 tcc/t	0,0066

8. ferosiliciu 0,012 t/t × 4,322 tcc/t	0,0518
9. recirculaţie 0,300 t/t	—
10. fier vechi 0,450 t/t	—
Total şarjă	0,3055
11. cuarţită ştampare 0,040 t/t × 0,107 tcc/t	0,0042
12. zgurex 0,005 t/t × 0,454 tcc/t	0,0022
13. modificare ferosiliciu 0,004 t/t × 4,322 tcc/t	0,0172
Total consum cumulat de energie	0,5702 t/t fontă lichidă

$$\frac{570{,}2 \text{ kg cc/t}}{0{,}356 \text{ kg cc}} = 1601{,}7 \text{ kWh/t fontă lichidă}$$

FIŞA DE CALCUL Nr. 2

Elaborare fontă cenuşie Fc 250 în cuptorul de inducţie cu capacitatea de 12,5 t (proces îmbunătăţit)

	tcc
1. apă industrială 30 Nm³/h × 0,0002 Mwh/m³ × 0,356 tcc/Mwh	0,0021
2. aer comprimat 20 Nm³/h × 0,00095 Mwh/m³ × 0,356 tcc/Mwh	0,0068
3. combustibil convenţional	0,0080
TOTAL UTILITĂŢI	0,0169
4. energie electrică **topire şi supraîncălzire 0,560 Mwh/txo, 356 tcc/Mwh**	**0,1993**
5. fontă brută 0,100 t/t × 1,056 tcc/t	0,1056
6. carburare cocs petrol calcinat 0,012 t/t × 1,0 tcc/t	0,0120
7. feromangan 0,003 t/t × 1,674 tcc/t	0,0050
8. ferosiliciu 0,014 t/t × 4,322 tcc/t	0,0605
9. recirculate 0,300 t/t	—
10. fier vechi 0,580 t/t	—
TOTAL SARJĂ	0,1831
11. cuarţită stampare 0,040 t/txo, 107 tcc/t	0,0042
12. zgure × 0,005 t/t × 0,454 tcc/t	0,0022
13. modificare ferosiliciu 0,005 t/t × 4,322 tcc/t	0,0216
TOTAL CONSUM CUMULAT DE ENERGIE	0,4273 t/t fontă lichidă

$$\frac{427{,}3 \text{ kg. cc/t}}{0{,}356 \text{ kg cc}} = 1200{,}3 \text{ kWh/t fontă lichidă}$$

CZ : 621.746.77

Cercetări privind bordurarea găurilor în tuburi cu pereţi groşi

Prof. dr. ing. Ion **DRAGAN**, ing. Teodor **CANTA**, ing. Gamaliel **MIHEŢ** — Institutul politehnic Cluj-Napoca

Tuburile cu pereţii groşi sînt tot mai mult cerute de industria chimică şi nucleară. Unele din aceste tuburi vin asamblate cu ţevi de diferite dimensiuni prin intermediul bordurilor, care fac parte din tubul de bază. La executarea bordurilor din inele sudate nu se ridică probleme deosebite. Unele probleme tehnologice se ridică la execuţia prin deformare a bordurilor care fac corp comun cu tubul de bază [1]. În lucrarea de faţă se analizează acest din urmă caz.

Pentru studiu se consideră un tub cu diametru interior D_{int}, cu diametrul exterior D_{ext}, de lungime L şi cu grosimea peretelui $g = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2}$. Dimensiunile bordurii se consideră de diametru exterior D şi înălţime h. Trecerea de la tub la bordură se face cu razele de racordare R şi r (fig. 1).

Se analizează cazul în care $D \ll D_{int}$ şi $L > 3\ D$. În aceste condiţii porţiunea tubului

din vecinătatea bordurii se poate aproxima cu o placă plană de grosime g, fără a se introduce prin această aproximație erori mari.

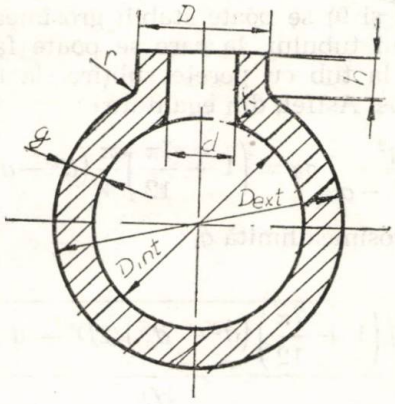


Fig. 1

Pentru obținerea bordurii trebuie deplasat un volum de material V_b dat de relația :

$$V_b = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\,h + V_r \qquad (1)$$

unde V_r este volumul de material corespunzător razei de racordare r.

Volumul de material din bordură provine din diferența de diametru $\Delta d = d - d_0$ (d_0 fiind diametrul găurii inițiale, dată în peretele tubului, fig. 2) și se calculează cu relația :

$$V_b = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\,g + V_R \qquad (2)$$

unde V_R este volumul de material corespunzător razei de racordare R.

Dacă se aproximează că $V_r \approx V_R$, atunci V_b din relațiile (1) și (2) este dat numai de primii termeni.

Din relațiile (1) și (2) se stabilește diametrul găurii inițiale a bordurii d_0 din egalitatea :

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\,h = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_0^2)\,g \qquad (3)$$

de unde :

$$d_0 = d\sqrt{1 - \frac{D^2 - d^2}{gd^2}\,h} \qquad (4)$$

Formarea bordurii prin deformarea peretelui tubului se poate realiza prin îndoire (dacă tubul are peretele subțire), sau prin deplasarea de material (dacă tubul are peretele gros). Formarea bordurii prin îndoire sau deplasare depinde de mărimea forței de deformare. Dacă forța necesară îndoirii este mai mică decît cea necesară deplasării, atunci formarea bordurii se va realiza prin îndoire și tubul se va putea considera cu pereți subțiri. Dacă forța necesară îndoirii este mai mare decît cea necesară deplasării, formarea bordurii se va realiza prin deplasarea de material și tubul se va putea considera cu perete gros.

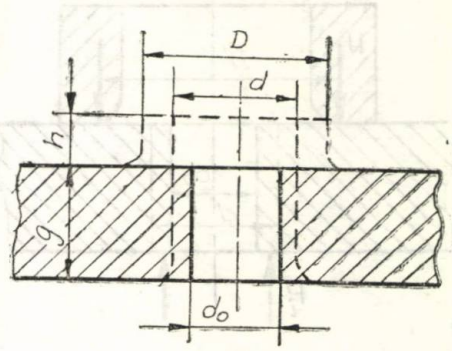


Fig. 2

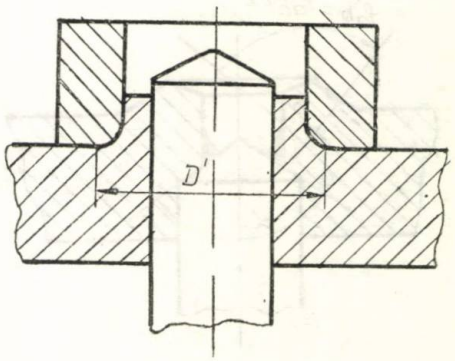


Fig. 3

Dacă se consideră că secțiunea de îndoire este cea corespunzătoare diametrului de sprijin D' și că forța de deformare P_i este concentrată pe circumferința mijlocului porțiunii inelare $d - d_0$ (fig. 4) atunci momentul de îndoire M_i este :

$$M_i = P_i\left(\frac{D' - d}{2} + \frac{d - d_0}{4}\right) = W_p\sigma_d \qquad (5)$$

unde :

W_p este modulul de îndoire plastic $\left(W_p = \frac{\pi D' g^2}{4}\right)$;

σ_d — rezistența la deformare a materialului tubului.

Din egalitatea (5) rezultă forța de îndoire :

$$P_i = \frac{\pi D' g^2}{2D' - d - d_0}\,\sigma_d \qquad (6)$$

Dacă se analizează deplasarea materialului pe baza liniilor de alunecare, atunci pentru

calculul presiunii de contact p se poate folosi relația (2).

$$p = \sigma_d (1 + \varphi_{ab} + \varphi_\mu) \tag{7}$$

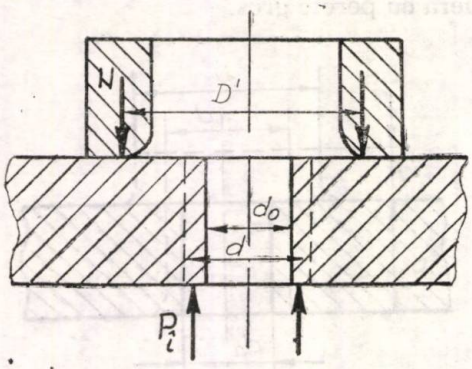


Fig. 4

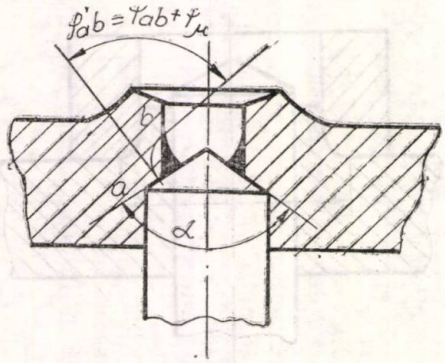


Fig. 5

unde :

φ_{ab} este unghiul de deviație al liniei de alunecare de la suprafața de contact a poansonului cu tubul, la suprafața liberă a tubului, considerîndu-se deformarea fără frecare ;

φ_μ — unghiul de deviație al liniei de alunecare pe aceeași porțiune, datorită frecării.

Dacă se ia constructiv unghiul la vîrf al poansonului $\alpha = \frac{\pi}{3}$ și se consideră un coeficient de frecare mare $\mu \approx 0{,}5$, atunci $\varphi_{ab} = \frac{\pi}{3}$ și $\varphi_\mu = \frac{\pi}{4}$, deci :

$$p = \sigma_d \left(1 + \frac{7\pi}{12}\right) \tag{8}$$

Forța de deformare P_d pentru deplasarea materialului va fi

$$P_d = \sigma_d \left(1 + \frac{7\pi}{12}\right) \frac{\pi}{4} \left(d^2 - d_0'^2\right) \tag{9}$$

În relația (9) s-a introdus d_0' în loc de d_0, deoarece, din cauza îngrămădirii de material în fața poansonului, $d_0' < d_0$ (fig. 5).

Prin egalizarea forțelor P_i cu P_d (date de relațiile 6 și 9) se poate stabili grosimea limită a peretului tubului, la care se poate face trecerea de la tub cu perete subțire, la tub cu perete gros. Astfel, din egalitatea :

$$\frac{\pi D' g^2}{2D' - d - d_0} \sigma_d = \left(1 + \frac{7\pi}{12}\right) \frac{\pi}{4} \left(d^2 - d_0'^2\right) \sigma_d,$$

rezultă grosimea limită g_1 :

$$g_1 = \sqrt{\frac{\left(1 + \frac{7\pi}{12}\right)\left(d^2 - d_0'^2\right)(2D' - d - d_0)}{4D'}} \tag{10}$$

Dacă grosimea tubului considerat $g < g_1$, atunci formarea bordurii se realizează prin îndoire și dacă $g > g_1$, atunci formarea bordurii se realizează prin deplasare.

La execuția bordurilor prin deplasare gradul de deformare are valori mari și în material ar putea apărea fisuri (mai ales cînd deformarea se face la rece). Pentru evitarea acestui

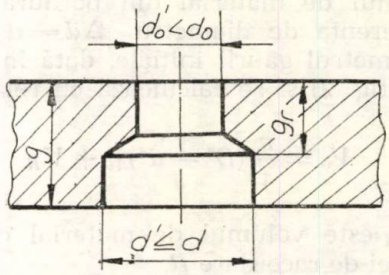


Fig. 6

neajuns, la tuburile cu pereți groși se poate face o prelucrare a găurii așa ca în figura 6, asigurîndu-se ca grosimea deformabilă a tubului g_r să fie mai mică decît grosimea limită de îndoire g_1, calculată cu relația (10). În aceste condiții deformarea s-ar realiza prin îndoire, cu grade de deformare mai mici.

Încercările experimentale efectuate pe epruvete de plumb cu dimensiunile : $D = 32$, $d = 26$, $g = 20$, $d_0 = 22$ și $D = 42$ și cu un poanson cu $\alpha = 60^0$ au dat rezultate apropiate de cele calculate, cu erori de sub 10%.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Johnnson, W.* : Eng Plasticity, 1973.

[2] *Drăgan, I.* : Tehnologia deformărilor plastice, EDP, București, 1976.

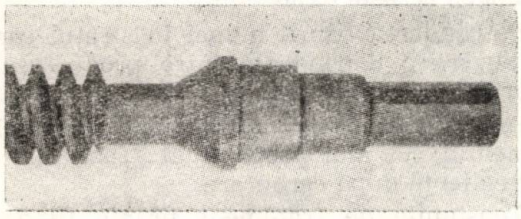
CZ : 621.78

Apariția unor tensiuni critice în stratul cementat datorită segregației chimice a oțelului

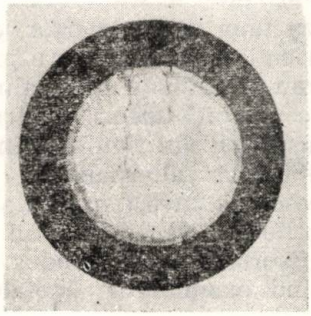
Ing. Aneta VASILOIU, ing. Eugenia BOZOCEA — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Introducere

Lucrarea a fost generată de necesitatea stabilirii cauzelor fisurării unor piese cementate de tipul axelor melcate, în timpul tratamentului termic. Morfologia tipică a fisurilor luate în analiză este prezentată în figura 1 (a, b). Fisu-



a



b

Fig. 1 a) Aspectul tipic al fisurilor 1 : 3 ; b) aspectul fisurii în secțiune transversală.

rile au direcție longitudinală și se mențin în același plan la schimbarea secțiunii (fig. 1 a). Adîncimea lor nu depășește grosimea stratului cementat (fig. 1 b).

Recurența sistematică a morfologiei și adîncimii menționate lasă să se presupună o anumită regularitate în distribuția tensiunilor critice care guvernează fisurarea. Modelarea experimentală a acestor tensiuni constituie însă o dificultate greu de depășit și necesită cunoașterea cauzelor care le generează.

În referințele [1, 2] privitoare la fisuri cu morfologie identică, fenomenul este atribuit tensiunilor de călire care devin critice, în cazul straturilor cu structură martensitică grosolană și rețea de cementită [1], sau a celor cu o peliculă superficială decarburantă [2], fără ca aceste explicații să fie susținute de reproducerea experimentală a fenomenului.

Hipercarburarea, sau călirea finală într-un mediu decarburant coboară rezistența stratului carburat sub valoarea tensiunilor dezvoltate la călire, în primul caz [1], sau provoacă apariția unor tensiuni suplimentare de întindere în zona decarburată, în cel de al doilea caz [2].

Deși ambele aspecte au apărut în cazul analizat, cauza fisurării nu a putut fi atribuită lor.

Analizele metalografice și experimentările de tratament termic efectuate în cadrul lucrării au urmărit stabilirea cauzelor fisurării, în vederea controlului tehnologic al fenomenului.

Fluxul tehnologic

Fisuri cu morfologia descrisă au apărut cu o oarecare frecvență la o gamă restrînsă de piese cementate și anume axe melcate din oțel 21 MoMC 12, tratate termic în următorul regim :

— carburare la 900 . . . 930°C, în cuptoare verticale, cu atmosferă endotermă, urmată de răcire în aer ;

— austenitizare la 830 ± 10°C, în cuptoare cameră ;

— călire în ulei cu temperatură variabilă cuprinsă între 20 . . . 80°C ;

— detensionare la 180 . . . 200°C ;

— sablare.

Fisurile cu aspectul din figura 1 s-au constatat după operația finală de sablare.

Analiza metalografică

La analiza metalografică a unui număr mare de piese fisurate, examinate în secțiune transversală pentru a cuprinde fisura, s-a constatat decarburarea sistematică atît a suprafeței pieselor, cît și a fisurilor. Aspectul tipic este prezentat în figura 2. Stratul decarburat total sau parțial s-a extins pînă la aproximativ 0,1 . . . 0,15 mm de la suprafață, iar fisura a pătruns pînă la adîncimea de 1 mm, în cazul straturilor carburate de 1,8 . . . 2 mm.

Detaliul din figura 3 arată că decarburarea superficială a condus la apariția structurii de tip bainitic, cu microduritate de 500—650 μHv 0,059 g la suprafață și a martensitei, cu microduritate de 750 . . . 800 μHv 0,05 g spre interiorul stratului. S-a constatat că decarbu-

rarea suprafețelor fisurilor a fost și mai pronunțată (fig. 4) obținîndu-se microdurități de ordinul 300 ... 350 μHv 0,05 g.

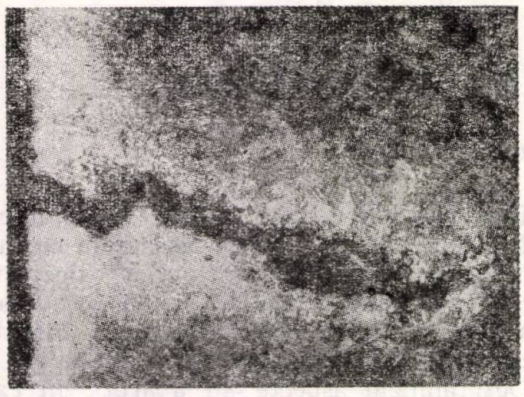


Fig. 2 Microstructura în zona fisurii 100 : 1, atac nital 2%.

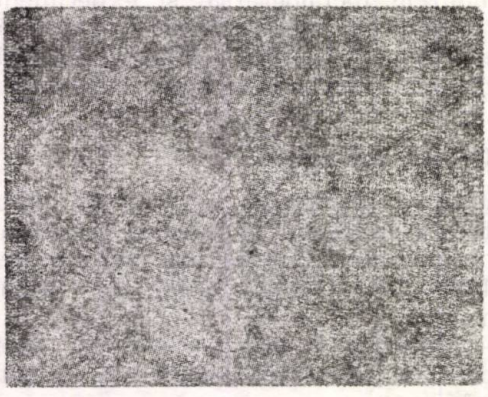


Fig. 3 Microstructura stratului carburat după călire. La suprafață : bainită, 500 ... 600, μHv 0,05 Zona subiacentă : martensită 750 ... 800 μHv 0,05. Atac nital 2%, mărire 500 : 1.

Fi. 4 Microstructura în zona fisurii. Microduritate : 355 ; 320'; 308 μHv 0,05. Atac nital : 2%, mărire 500 : 1.

Din analiza metalografică pe un număr mare de probe, s-a ajuns la următoarele concluzii :

— toate piesele fisurate au prezentat un strat superficial decarburat, cu structură ferito-bainitică și microduritate mică ;

— adîncimea fisurilor nu a depășit grosimea stratului carburat ;

— suprafața fisurilor a fost sistematic decarburată sau cu alte cuvinte expusă direct acțiunii unui mediu decarburant.

Luînd în considerare fluxul tehnologic, decarburarea ar fi putut să apară numai în timpul încălzirii pentru călire.

În această fază a analizei s-a ajuns la concluzia, greu de acceptat, că fisurile au apărut înainte de călire.

Singura operație din fluxul tehnologic, care dezvoltă tensiuni mari de tratament termic, este călirea ; stratul decarburat, constatat sistematic la toate piesele examinate, ar fi putut conduce la acceptarea explicației din referința [2], dar decarburarea sistematică a fisurilor respingea această explicație.

Pătrunderea fisurii numai în stratul carburat sugera o dependență între producerea fisurării și prezența stratului.

Întrucît fisurile au apărut înainte de călire, momentul cel mai probabil al fisurării era răcirea lentă după carburare.

Tensiunile de tratament termic fiind eliminate din discuție, cauza fisurării trebuia căutată în materialul însuși.

La analiza unor probe martor, care se utilizau în fabricația curentă și care prin configurația lor, erau examinate în secțiune longitudinală, s-a constatat, uneori, o structură neomogenă cu aspectul din figura 5, în care șiruri de martensită fină alternau cu martensita aciculară grosolană. Acest aspect a început să capete importanță, în momentul acceptării ipotezei că fisurarea s-a produs înainte de călire. Reluînd examinarea metalografică a

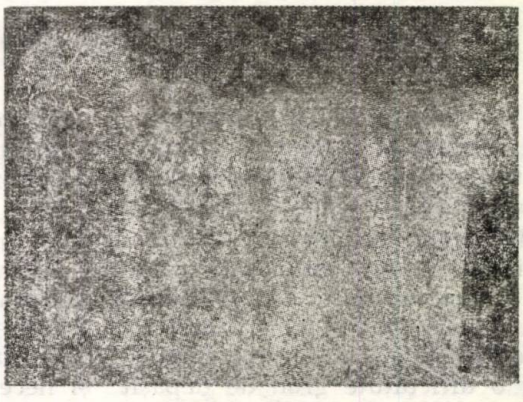
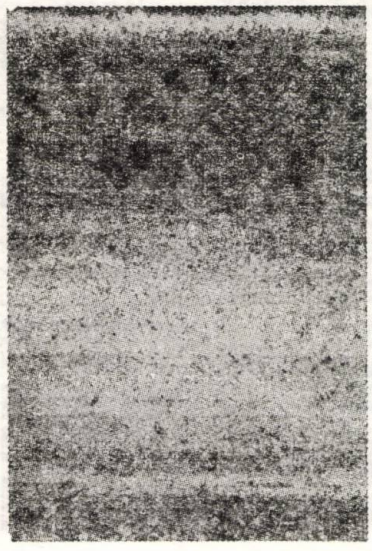


Fig. 5 Aspectul structurii la probe martor longitudinale. Șiruri de martensită aciculară grosolană alternînd cu martensită fină. Mărire 100 : 1, atac nital 2%.

pieselor fisurate în secțiune longitudinală, s-a constatat apariția sistematică a structurii în șiruri atît în stratul cementat, cît și în miez. Două aspecte tipice ilustrate în figurile 6 a, b arată că segregarea chimică pronunțată a ma-

terialului laminat a provocat apariția unei structuri în șiruri constituite din martensită cu granulație și finețe diferită în strat (fig. 6 a), sau bainită și perlită în miez (fig. 6 b).



a

b

Fig. 6 Aspectul structurii stratului (a) și a miezului (b) în secțiune longitudinală la piesele fisurate din fig. 1 (a, b). Atac nital 2%, mărire 50 : 1 (a), 100 : 1 (b).

Structura stratului cementat a relevat o tendință diferită de creștere a granulației, în secțiunea stratului care a provenit fără îndoială din segregația chimică a materialului.

Experimentări

La verificarea experimentală a ipotezei că fisurile au apărut înainte de călire s-a pornit de la premiza că materialul însuși, prin tendința de transformare structurală neomogenă, a generat tensiunile care au devenit critice în prezența stratului carburat.

Aceste condiții s-au realizat prin reluarea întregului ciclu de tratament termic pe aceleași piese fisurate. Piesele au fost recoapte și apoi prelucrate mecanic pentru îndepărtarea stratului fisurat.

Calea experimentală adoptată a permis analiza pieselor după fiecare etapă tehnologică.

Din lotul experimental, unele din piese au fost supuse numai operației de carburare urmată de răcire în aer, iar celelalte au fost austenitizate într-un cuptor fără atmosferă de protecție și călite în ulei.

Rezultate

Ipoteza că materialul din care au fost confecționate piesele era fisurabil a fost confirmată.

Toate piesele călite au prezentat fisuri cu morfologie identică, având caracteristici microstructurale similare cu cele constatate inițial : adîncime limitată și decarburare superficială accentuată.

Un detaliu al acestui aspect, prezentat în figura 7, pune în evidență existența stratului decarburat și a unei pelicule de oxizi la suprafața fisurii, ceea ce a confirmat ipoteza că

Fig. 7 Decarburarea și oxidarea pronunțată a fisurii obținute în condiții controlate experimental. Mărire 500 : 1, atac nital 2%.

fisurarea a avut loc înainte de călire. Deși, la examinarea vizuală a pieselor carburate și necălite, nu s-au observat fisuri, totuși, analiza mai atentă a unor secțiuni transversale lustruite și atacate cu reactiv metalografic a relevat prezența unor fisuri radiale fine cu aspectul din figura 8.

Adîncimea fisurilor a fost comparabilă cu a celor constatate după călire ; oxidarea și decarburarea la încălzirea ulterioară, precum modificările de volum survenite la călire au condus la deschiderea acestora.

Microstructurile comparative din figurile 9 a şi b relevă încă un aspect important : suprafaţa fisurării nu a fost expusă acţiunii directe a mediului de carburare. Reţeaua fină de ce-

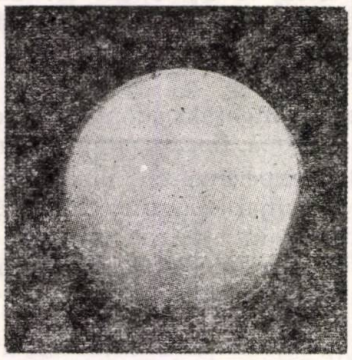


Fig. 8 Aspectul microscopic al fisurilor după carburare şi răcire lentă.

mentită constatată la suprafaţa piesei, care a avut contact direct cu mediul carburat, nu s-a regăsit în zona fisurării (fig. 9, a). În schimb,

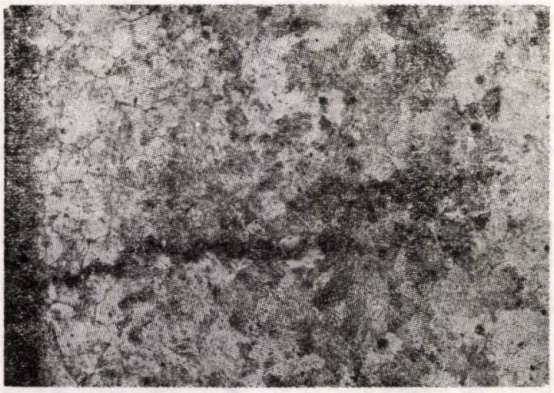
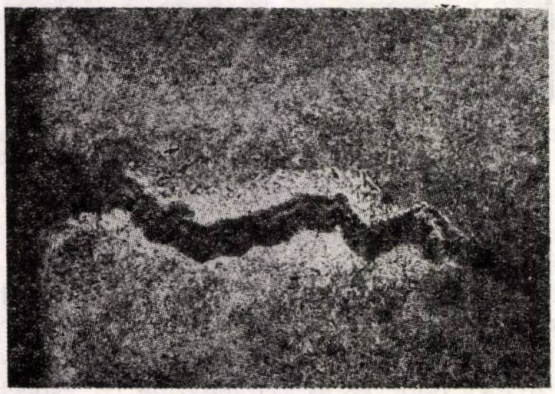


Fig. 9 Microstructura stratului în zona fisurii. Atac nital 2%, mărire 100 : 1.
a) după caburare



b) după călire

mediul decarburant de la călire a afectat direct structura de la suprafaţa fisurii (fig. 9, b).

Rezultă că momentul fisurării a fost răcirea lentă după carburare. Întrucît această operaţie generează tensiuni mici, singura explicaţie care poate fi acceptată este dezvoltarea tensiunilor critice din materialul însuşi. Din figura 10 (a, b) se observă că structura în

Fig. 10 Structura în şiruri a miezului. Mărire 50 : 1.
a) după caburare şi răcire în aer

b) după călire.

şiruri a miezului este mult mai pronunţată, în cazul răcirii lente (fig. 10 a), faţă de călire (fig. 10 b).

Formarea şirurilor cu structuri diferite presupune transformarea succesivă a miezului la temperaturi diferite şi cu modificări diferite de volum specific.

Tensiunile interne rezultate din această transformare neomogenă se distribuie pe direcţii preferenţiale, orientate de-a lungul şirurilor constatate. Cumularea acestor tensiuni conduce la obţinerea unor valori, care pot depăşi rezistenţa de rupere a reţelei de cementită.

S-a constatat că fisurile inițiate în suprafață se ramifică spre interior pe o distanță care corespunde stratului bogat în carbon (fig. 11).

Fig. 11 Ramificarea fisurilor de la suprafață spre interiorul stratului. Mărire 100 : 1.

Fisurile inițiate în rețeaua de cementită de la suprafață se propagă pe limite de grăunți (fig. 12 a, b), pînă în zona corespunzătoare

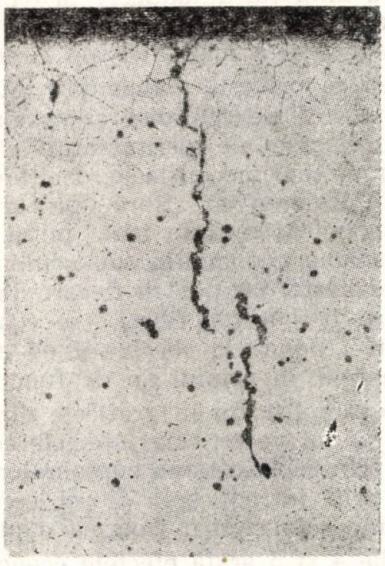


Fig. 12. Propagarea fisurilor prin rețeaua de cementită.
a) mărire 100 : 1 ;

unei rezistențe mai mici a oțelului la propagarea fisurii, adică stratul carburat. În acest fel

Fig. 12 b) mărire 500 : 1.

se explică adîncimea constantă și limitată a fisurilor, precum și necesitatea prezenței stratului pentru apariția lor.

Concluzii

Cauza principală a fisurării stratului carburat este segregarea chimică a materialului.

Stratul carburat constituie locul critic în care acționează tensiunile dezvoltate de transformarea structurală neomogenă a miezului.

Prezența rețelei de cementită și a martensitei grosolane micșorează capacitatea stratului de a rezista la aceste tensiuni, în timp ce stratul superficial decarburat le amplifică, prin dezvoltarea unor tensiuni de întindere suplimentare, în timpul călirii.

Este de așteptat ca tensiunile dezvoltate de transformarea neomogenă a miezului să fie cu atît mai mari, cu cît segregarea chimică a oțelului este mai pronunțată și răcirea mai lentă.

Călirea directă de la carburare micșorează valoarea acestor tensiuni, dar rețeaua de cementită, martensită aciculară grosolană și stratul superficial decarburat rămîn factori critici care nu pot fi neglijați.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Schumann, H.* : Metallographie, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Leipzig, 1960.

[2] *Thelning, K.E.* : Warum rießt Stahl beim Härten? HTM Band 25, 1970 Heft 4 Dez. 4.

CZ : 621.783

Căi și soluții aplicate și generalizate de reducere a consumului de energie și combustibil în construcția de mașini

Ing. Gligor **MICLAUȘ**, ing. Ion **FULEA**, ing. Mircea **COZMA** — I.C.S.I.T.P.S.C., filiala Sibiu

În cadrul activității de proiectare de cuptoare și instalații pentru tratament termic, pe linia reducerii consumurilor energetice, preocupările I.C.S.I.T.P.S.C., filiala Sibiu, au fost orientate spre găsirea de soluții constructiv-funcționale, care să permită realizarea parametrilor tehnologici impuși, concomitent cu realizarea unor consumuri de materiale și energie minime în fabricație, dar mai ales în exploatare.

Pentru reducerea consumului în fabricație, s-a acționat în sensul tipizării constructiv-funcționale, fapt care permite tipizarea tehnologiilor și a SDV-isticii, concomitent cu creșterea specializării în fabricație. În acest sens, s-a reușit să se realizeze game și familii de cuptoare cu grad de refolosire de 40÷100%, prin tipizare și modulizare de subansamble și repere.

Pentru realizarea de economii energetice în exploatare, s-a pornit de la analiza atentă a factorilor care intră în bilanțurile energetice.

Toate utilajele proiectate au la bază bilanțuri energetice, întocmite de proiectanți în urma unor analize tehnico-economice (pentru fiecare caz în parte) asupra modului în care este folosită energia introdusă în cuptor, analize care au dus la adoptarea celor mai corespunzătoare soluții în condițiile utilajului proiectat. Totodată, din analiza fiecărui capitol al bilanțurilor întocmite, s-au desprins concluzii care au impus linii obligatorii de urmat în proiectarea subansamblelor cuptoarelor, în sensul perfecționării soluțiilor adoptate.

Astfel analizînd capitolul **pierderi de energie** din bilanțurile energetice, s-a ajuns la o serie de concluzii.

În ceea ce privește pierderile prin pereți s-a constatat că a existat și există o mare rezervă, care poate fi valorificată în sensul că trebuie să se treacă, în toate cazurile cînd acest lucru este posibil, la utilizarea vatei minerale și a fibrelor ceramice refractare și termoizolatoare. Acolo unde se impune menținerea cărămizilor refractare, să se utilizeze la minim posibil cărămizile grele, extinzîndu-se utilizarea cărămizilor (sau a diferitelor profile ceramice) din materiale ușoare sau ultraușoare.

În acest scop s-a introdus pe scară largă utilizarea vatei minerale românești, ca material termoizolator care poate fi utilizat pînă la temperaturi de maxim 700°C cu rezultate deosebit de bune, atît în cazul cuptoarelor cu pereți din cărămidă refractară, cît și în cazul aplicării fibrei ceramice refractare, care deocamdată se procură din import, nefiind încă asimilată în țară. Legat de asimilarea fibrei, în prezent este în derulare un program pentru asimilarea fabricației fibrei și a produselor din fibră, astfel că probabil în 1984—85 se vor obține primele produse românești din fibră ceramică.

Proprietățile fizice deosebite ale fibrei ceramice și ale vatei minerale (conductibilitatea termică foarte scăzută, greutatea specifică și căldura specifică, de asemenea, reduse) conferă cuptoarelor o acumulare redusă de căldură în pereți (max. 10% din acumulările în izolația clasică), fapt care duce la reducerea de 1,5÷÷3,5 ori a timpului de aducere la temperatură a cuptoarelor. De asemenea, izolațiile din fibră conduc la gabarite mai mici ale cuptoarelor.

În ceea ce privește eficiența introducerii izolațiilor din fibre ceramice și vată minerală, un studiu efectuat de institut arată că, pentru un cuptor de mărime mijlocie, cheltuielile ocazionate de izolarea cu fibră procurată din import se amortizează în mai puțin de trei luni, pe seama economiilor de combustibil — energie realizate, iar pentru fiecare dolar cheltuit pentru procurarea fibrei, se economisesc aproape trei dolari la consumul de combustibil — energie, în primul an de funcționare.

Spre exemplificare în graficele din figurile 1, 2 și 3 se pot vedea clar efectele economice obținute prin reproiectarea cuptoarelor, în mod deosebit prin introducerea fibrei ceramice și a vatei minerale pentru izolarea cuptoarelor.

Figurile 4 și 5 arată efectele economice rezultate la modernizarea unor cuptoare cu vatră mobilă încălzite cu gaz metan, pe baza introducerii izolației cu fibre ceramice și a arzătoarelor autorecuperatoare.

I.C.S.I.T.P.S.C., filiala Sibiu, posedă deja experiență privind utilizarea fibrelor atît la cuptoare încălzite cu gaz metan, cît și la cele încălzite electric, existînd soluții constructive verificate pentru montajul fibrelor pe carcasa metalică, precum și pentru montajul rezistorilor spiralați în zig-zag, pe suporții ceramici încorporați pe/în izolația din fibră ceramică.

În ceea ce privește pierderile de energie prin scurtcircuite termice și neetanșeități, s-a căutat reducerea la maximum a acestora, prin adoptarea unor soluții constructive noi. Astfel, la tipizarea subansamblelor : trecere bornă, trecere termocuplu, ventilatoare și agitatoare, s-au introdus presetupe din materiale fibroase (fibră ceramică, vată minerală, azbest), care reduc scurgerile de căldură spre exteriorul cuptorului și împiedică transmisia, prin conducție, a căldurii la carcasa exterioară, prin elementul metalic introdus în cuptor (bornă, termocuplu, ax, știft). Rezultatele obținute astfel au fost reducerea sensibilă a temperaturii exterioare a carcasei metalice, în general, și eliminarea completă a punctelor cu temperaturi ridicate. Dacă în trecut spectrul temperaturilor exterioare varia între 90°C și 160°C,

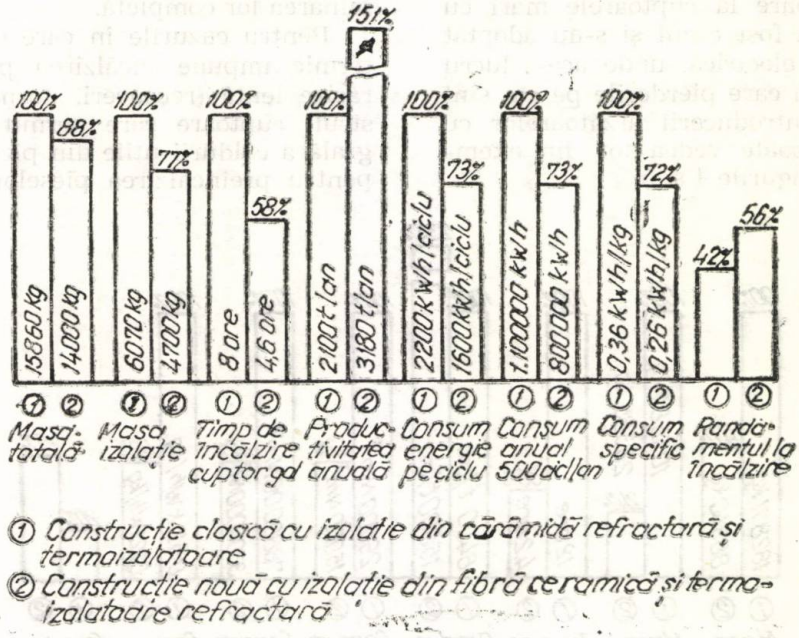


Fig. 1

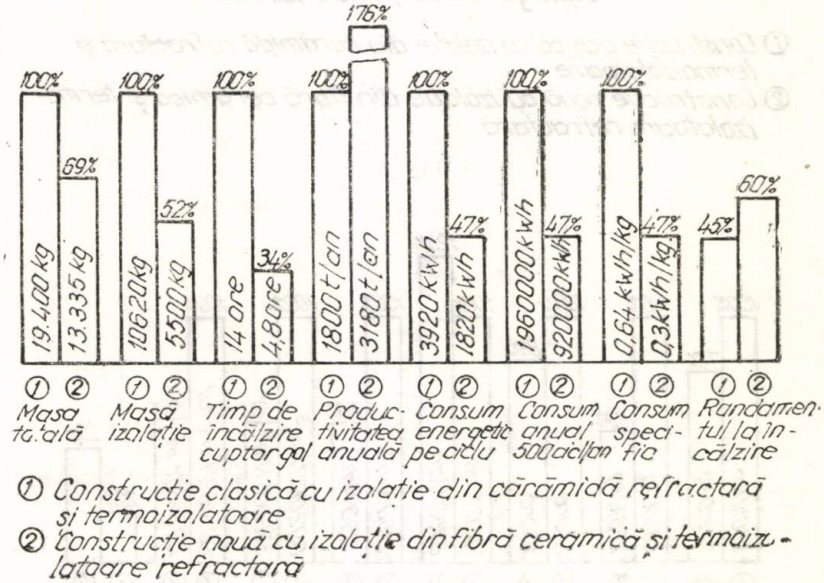


Fig. 2

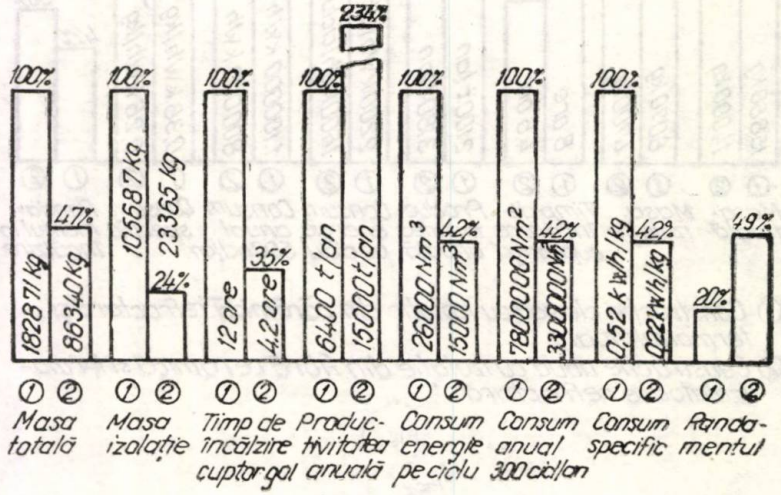
temperaturi ridicate cuprinzînd în general 30—40% din suprafața exterioară a cuptorului, în prezent la cuptoarele omologate măsurările au indicat temperaturi între 50 și 90°C.

Pentru reducerea pierderilor prin deschiderea ușilor, s-au mecanizat acționările acestora, precum și șarjarea — deșarjarea, iar în multe cazuri s-au automatizat comenzile acestora, astfel încît timpul de staționare „deschis" al ușilor să fie minim.

Pentru reducerea pierderilor pe coș, s-au eliminat din sistema de cuptoare pentru tratament termic unele modele depășite (cu cameră de încălzire separată), s-au extins cuptoarele încălzite cu arzătoare autorecuperatoare. S-au proiectat recuperatoare la cuptoarele mari cu gaz, acolo unde a fost cazul și s-au adoptat soluții de încălzire electrică, unde acest lucru a fost posibil, caz în care pierderile pe coș sînt excluse. Eficiența introducerii arzătoarelor cu autorecuperare se poate vedea tot din exemplele prezentate în figurile 4 și 5.

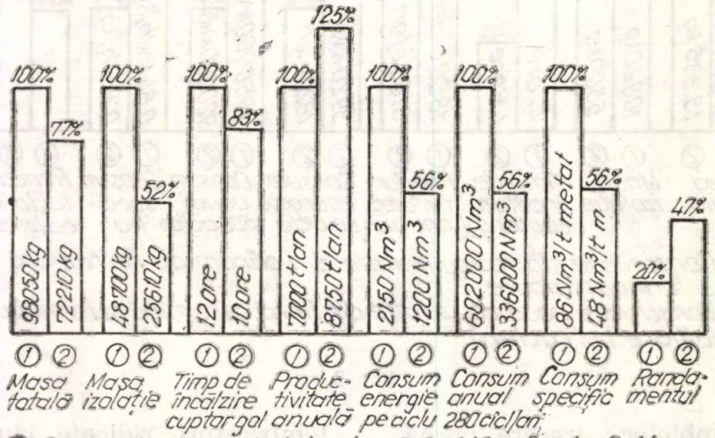
dat rezultate foarte bune. Astfel, în toate cazurile unde șarja este așezată pe dispozitive care se încălzesc în cuptor (dispozitive de șarjare, coșuri, platouri etc.) s-a căutat reducerea acestora la dimensiuni minime sau eliminarea lor completă.

Pentru cazurile în care ciclul de tratament termic impune încălzirea pieselor urmată de răcire lentă (recoaceri, normalizări), s-au construit cuptoare care permit recuperarea integrală a căldurii utile din piesele care se răcesc, pentru preîncălzirea pieselor șarjate. În cazul



① Construcție clasică cu izolație din cărămidă refractară și termoizolatoare
② Construcție nouă cu izolație din fibră ceramică și termoizolatoare refractară

Fig. 3



① Construcție clasică, izolație din cărămidă refractară și termoizolatoare fără recuperator
② Construcție nouă cu izolație din fibre ceramice refractare și termoizolatoare, arzătoare cu autorecuperatoare

Fig. 4

Cu toate că, în aparență, la capitolul căldură utilă din bilanțuri n-ar mai exista posibilități de reducere, printr-o analiză atentă s-au găsit și aici rezerve, care puse în valoare au

cuptorului proiectat pentru temperatura de 650°C, șarjele introduse în cuptor se preîncălzesc, pînă la temperatura de circa 500°C, deplasîndu-se în contracurent și preluînd căldura de

la șarjele care parcurg faza de răcire din ciclul de tratament termic. Graficul din figura 6 arată comparativ și alți parametri ai acestui cuptor.

În urma analizei bilanțurilor energetice, îmbunătățirea randamentelor teoretice la cuptoarele proiectate în ultimii patru ani se situează, pe grupe de cuptoare, între următoarele valori :

— Cuptoare cameră încălzite electric 150—700°C ..... 50,3%—74,7%

— Cuptoare cameră încălzite electric 750—1000°C ..... 63,5%—75,5%

— Cuptoare cameră încălzite cu gaz metan, cu arzătoare autorecuperatoare 750—1000°C ..... 43,4%—52,8%

— Cuptoare cameră încălzite cu gaz metan, cu flacără deschisă cu recuperatoare 750—1000°C ..... 24,5%—34%

Menționăm că bilanțurile au fost întocmite pentru perioada de încălzire a șarjelor, plus o oră de menținere.

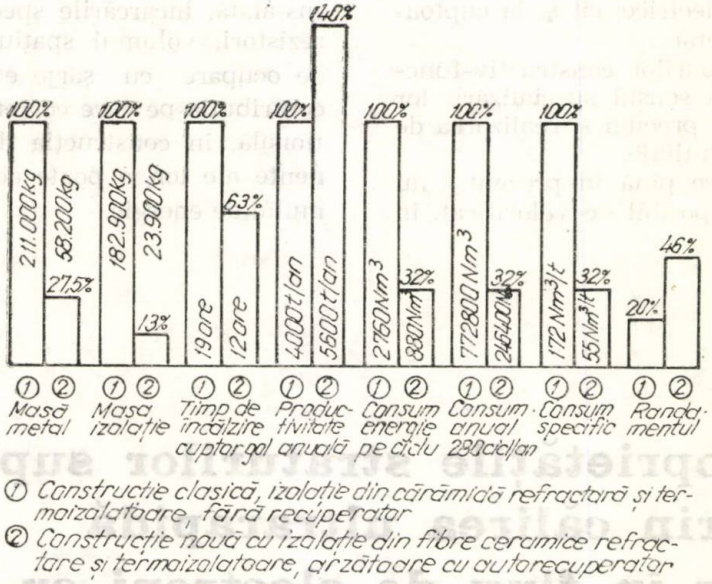


Fig. 5

Pe lîngă cele cîteva aspecte enumerate mai sus, **în viitor** se pot lua în considerare și **alte soluții de economisire,** prin recuperarea secundară a resurselor energetice rezultate în urma operațiilor de tratament termic. Avem în vedere printre altele :

— utilizarea căldurii secundare și la cuptoarele de tratament termic încălzite cu gaz sau combustibil lichid, la cuptoarele de uscare a formelor și miezurilor în turnătorii și elimi-

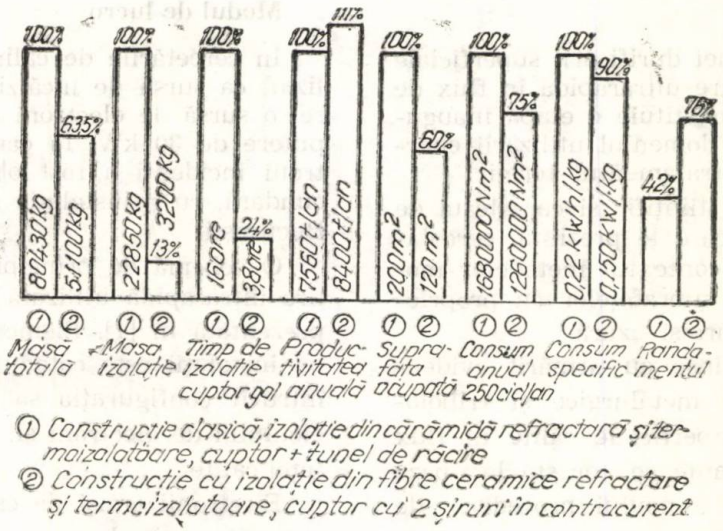


Fig. 6

narea completă a instalațiilor de încălzire a acestora din urmă ;

— utilizarea căldurii mediilor de răcire ale bazinelor de călire, la încălzirea apei de spălare a mașinilor de spălat, sau la încălzirea aerului pentru uscarea pieselor după spălare ;

— introducerea reglajului continuu de putere, atît la cuptoarele electrice, cît și la cuptoarele încălzite cu gaz metan ;

— diversificarea tipurilor constructiv-funcționale de cuptoare, în sensul specializării lor pe procese tehnologice, precum și realizarea de noi tipuri de asemenea utilaje.

Prin cele întreprinse pînă în prezent, nu s-au epuizat resursele posibil de valorificat, în sensul reducerii consumului de energie acestea reprezentînd unele din preocupările și realizările noastre ale I.C.S.I.T.P.S.C.-fil. Sibiu, în ultimii 7—8 ani. În perspectivă se au în vedere și alte căi de economisire a energiei, ca de exemplu optimizarea corelațiilor dintre unii parametri ai cuptoarelor cum ar fi : puterea instalată, încărcările specifice pe pereți și pe rezistori, volumul spațiului util și gradul lui de ocupare cu șarje etc. Nu se exclude nici contribuția pe care cercetarea constructiv-funcțională, în construcția de cuptoare și componente ale lor, o poate aduce d.p.d.v. al consumului de energie.

CZ : 621.785.542

Cercetări privind proprietățile straturilor superficiale obținute prin călirea ultrarapidă a oțelurilor în flux de electroni cu plasmă

Dr. ing. Vasile **CHIRIȚA**, ing. Ileana **NICOLESCU**, ing. Eugenia **BOZOCEA** — I.C.S.I.T.P.S.C. București
Ing. Ion **DINCĂ** — INCREST București
Dr. fiz. Constantin **POPOVICI** — IFTAR București

Introducere

Abordarea problemei durificării superficiale prin procedeul de călire ultrarapidă în flux de electroni cu plasmă constituie o etapă inaugurală a cercetărilor în domeniul utilizării energiilor concentrate la tratamentul termic.

Pe lîngă interesul științific și caracterul de noutate tehnică pe care le prezintă, cercetările se încadrează în contextul metodelor moderne de pregătire a suprafețelor cu proprietăți superioare la frecare și uzură.

Cercetările întreprinse au urmărit evidențierea performanțelor metalurgice și tribologice ale straturilor superficiale călite în flux de electroni, performanțe ce vor sta la baza aplicării în industrie a noului procedeu de călire.

În acest scop s-au analizat, comparativ, în instalația de uzură, comportarea la frecare și uzură a suprafețelor călite în flux de electroni și a suprafețelor călite prin metode clasice.

Rezultatele obținute, interpretate prin microscopie electronică și optică, au explicat diferența de comportare la uzură prin morfologia diferită a straturilor de călire.

Modul de lucru

În cercetările de călire ultrarapidă s-a utilizat, ca sursă de încălzire pentru austenitizare, o sursă de electroni cu plasmă (SEP) cu o putere de 30 kW, la care fasciculul de electroni incidenți a fost obținut prin emisie secundară, cu o instalație existentă la IFTAR — București.

O schemă de principiu a instalației de călire ultrarapidă utilizată în experimentări este prezentată în [1]. Elementul principal al acestei instalații este catodul care emite electroni, întrucît configurația sa determină forma fasciculului de electroni și, în final, forma suprafeței călite.

Electronii emiși de catod formează un flux monoenergetic de mare intensitate, care lovește anodul — piesa supusă tratamentului termic. La incidența cu suprafața piesei, energia cinetică a fluxului de electroni se transformă în energie calorică încălzind piesa. Transformarea martensitică se produce foarte rapid, prin simpla cedare și transmitere a căldurii spre interiorul piesei, fără să fie necesare medii de călire.

Tratamentele de călire în flux de electroni cu plasmă s-au efectuat frontal, în următoarele condiții :

— presiunea gazului de lucru (argon) ..... $1{,}3.10^{-2}$torr ;
— tensiunea de descărcare ..... 9,75 kV ;
— curentul de descărcare ..... 1,9 A ;
— durata de austenitizare ..... 0,6 s

În aceste condiții s-au călit superficial epruvete din oțelurile 41 Mo C 11 și OLC 45.

Straturile călite superficial în flux de electroni cu plasmă s-au analizat din punctul de vedere al rezistenței la frecare și uzură, precum și al susceptibilității la gripaj a suprafețelor active (în frecare). Cercetările comparative privind comportarea la uzură s-au efectuat în instalația de uzură de la INCREST, de tip tambur (rolă — sabot), prezentată în figura 1.

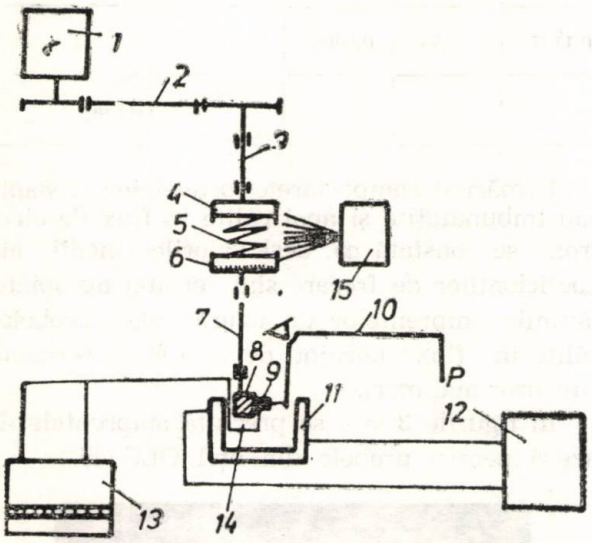


Fig. 1 Instalația de uzură.

Epruvetele experimentale au fost executate astfel :

— role din oțel 41 MoC 11 îmbunătățit cu dimensiunile $\varnothing_{rolă}$ =23 mm; $h_{rolă}$ = 15 mm ;
— saboții au fost executați din 41 MoC 11, OLC 45 și RUL 1 cu următoarele dimensiuni : lungimea = 17 mm, înălțimea = 15 mm (în contact cu rola), grosimea = 11 mm.

La toate probele rugozitatea suprafețelor active a fost de R_a = 0,6 mm.

Pentru urmărirea obiectivului propus, epruvetele — sabot au fost tratate în următoarele variante : călite superficial în flux de electroni, pornind de la o stare recoaptă, călite superficial în flux pornind de la o stare îmbunătățită și călite convențional.

Instalația în care s-au efectuat încercările de uzură constă dintr-un motor electric **1**, care prin intermediul reductorului **2** transmite mișcarea axului de ieșire **3**. Aceasta, prin intermediul cuplajului elastic cu resort elicoidal **5**, antrenează axul condus **7**, la a cărui extremitate inferioară este fixată — solidar cu axul — epruveta tambur de formă cilindrică **8**. Pe suprafața laterală a acestuia (pe generatoare) este apăsată epruveta sabot **9** cu suprafața activă plană, prin intermediul sistemului de pîrghii **10**. Întregul sistem sabot-rolă este imersat în baia cu lubrifiant, din interiorul vasului de termostatare cu pereți dubli **11**. Temperatura mediului lubrifiant poate varia, sau să se mențină relativ constantă, cu ajutorul termostatului **12**, la care se racordează cuva **11**. Pentru măsurarea temperaturii în baia de ulei se utilizează termocuplul **14**, conectat la galvanometrul cu oglindă **13**. Determinarea forței de frecare și în consecință a coeficientului de frecare se face cu ajutorul stroboscopului **15**, care permite vizualizarea rotirii relative a capetelor resortului **15**.

Determinarea forței reale de frecare dintre rolă și sabot s-a făcut după relația simplă $F = F_0 \frac{D}{a}$, iar a coeficientului de frecare $f = \frac{F}{P}$, în care :

F — forța de frecare dintre rolă și sabot ;
F_0 — forța corespunzătoare unghiului de rotație a capetelor resortului (din diagrama de etalonare) ;
P — sarcina aplicată ;
D — diametrul flanșei gradate [100 mm] ;
d — diametrul rolei [23 mm]
f — coeficientul de frecare.

Condiții de experimentare

Parametrii de lucru au fost :

— temperatura inițială a mediului lubrifiant : 30°C ;
— turația motorului n = 1450 rot/min.

În scopul experimentărilor pentru evaluarea frecării și uzurii cuplului rolă-sabot, sînt de precizat următoarele etape distincte :

— o primă etapă, considerată moderată, în care durata de încărcare a fost de 30 minute, iar sarcina aplicată a fost de 40 daN ;
— o a doua etapă, mai severă, în care sarcina aplicată a fost de 80 daN, iar timpul de funcționare 15 minute ;
— a treia etapă a fost de determinare a sarcinii — limită (de gripaj sau blocaj a motorului fără deteriorarea masivă a suprafețelor). În acest caz s-a aplicat inițial sarcina de 40 daN, sporindu-se apoi progresiv sarcina cu cîte 40 daN, pînă la valori care determinau fluctuații mari ale acului indicator marcînd gripajul, sau pînă la blocarea motorului.

Regimurile de încărcare și durata de funcționare s-au stabilit prin tatonări prealabile, durata fiind determinată de limitele termice ale mașinii (datorită frecării intense la sarcini mari mediul lubrifiant se încălzește rapid atingîndu-se valori critice ale temperaturii),

Tabelul 1

Material	Stare de tratament	P=40 daN n=1450 rot/min t=30 min			P=80 daN n=1450 rot/min t=15 min			Observații
		Coef. de frecare	Uzură		Coef. de frecare	Uzură		
			Sabot [mm]	Tambur [mg]		Sabot [mm]	Tambur [mg]	
OLC 45	Călit clasic	0,107	0,83	0,0003	0,1146	1,5	0,0007	Gripaj
OLC 45	Recopt + călit în flux	0,104	0,75	0,0003	0,1049	0,8	0,0005	
OLC 45	Îmbunătățit + călit în flux	0,0957	0,7	0,0001	0,1124	0,75	0,0005	
RUL 1	Călit clasic	0,0950	0,6	0,0005	0,1124	0,7	0,0005	
41MoC11	Recopt + călit în flux	0,107	0,8	0,0004	0,1095	0,83	0,0006	
41MoC11	Îmbunătățit + călit în flux	0,104	0,7	0,0004	0,1147	0,75	0,0006	
RUL 1	Recopt	0,0905	25	0,0002				Gripaj

iar sarcinile de limitele la care se pot departaja între ele diferitele epruvete din punct de vedere al comportării la frecare și uzură.

Rezultatele obținute

Rezultatele experimentărilor (sarcina 40 daN, 80 daN și durata 30 și 15 min.) sînt prezentate sistematic în tabelul 1.

Din tabel se observă că, în această etapă, s-au utilizat toate variantele de materiale și tratament, pentru o primă departajare. La această sarcină toate epruvetele au avut o compotare corespunzătoare cu valori apropiate ale coeficienților de frecare și, de asemenea, valori sensibil apropiate ale lățimii amprentelor de uzură ale saboților, cu excepția epruvetei din din RUL 1 recopt, care a avut o uzură excesivă și importante fluctuații ale coeficientului de frecare, în final prezentînd gripajul suprafeței (fig. 2).

Uzura saboților s-a evaluat prin lățimea liniei de contact (a amprentei), deoarece valorile sale foarte scăzute nu permit evaluarea gravimetrică.

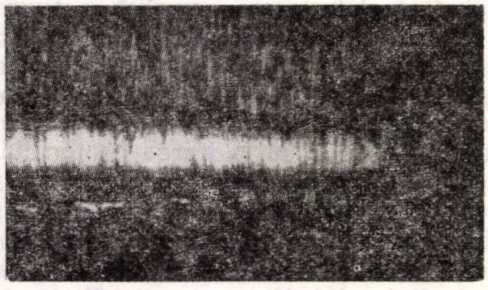


Fig. 2 Aspectul amprentei de uzură a probei din oțel RUL 1 în stare recro. Sarcina : 40 daN.

Urmărind comportarea epruvetelor recoapte sau îmbunătățite și apoi călite în flux de electroni, se constată că, deși valorile medii ale coeficienților de frecare sînt sensibil apropiate, lățimile amprentelor de uzură ale probelor călite în flux pornind de la o stare recoaptă sînt ușor mai mari.

În figurile 3 și 4 se prezintă amprentele de uzură pentru probele din oțel OLC 45.

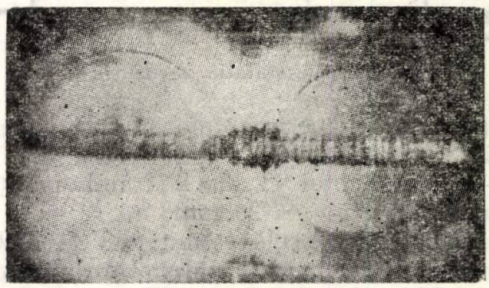


Fig. 3 Aspectul amprentei de uzură a probei din oțel OLC 45 în stare recoaptă și călită în flux de electroni. Sarcina : 40 daN.

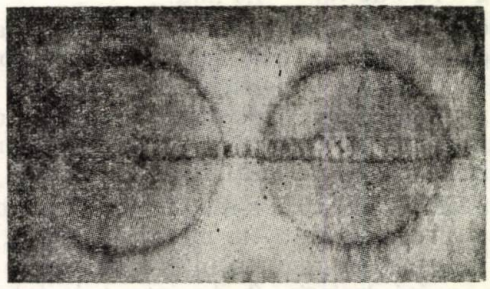


Fig. 4 Aspectul amprentei de uzură a probei din oțel OLC 45 în stare îmbunătățită și călită în flux de electroni. Sarcina : 40 daN.

La sarcina de 80 daN epruvetele din oțel OLC 45 călite convențional au gripat după 10 secunde de funcționare, cu transformări masive de material, în timp ce epruvetele călite în flux s-au comportat normal, cu amprente de uzură moderate.

Rezultatele etapei a treia de încercări, pînă la limita de gripaj, sînt prezentate în figura 5.

Se remarcă faptul că, epruvetele din oțel

Deci, experimentările comparative de uzură efectuate pe epruvete călite superficial în flux de electroni și pe epruvete călite clasic au evidențiat superioritatea primelor.

Aceste rezultate au fost completate cu analiza metalografică a epruvetelor încercate la uzură.

În figurile 8 și 9 se prezintă aspectul microstructurii și al microdurității în straturile călite

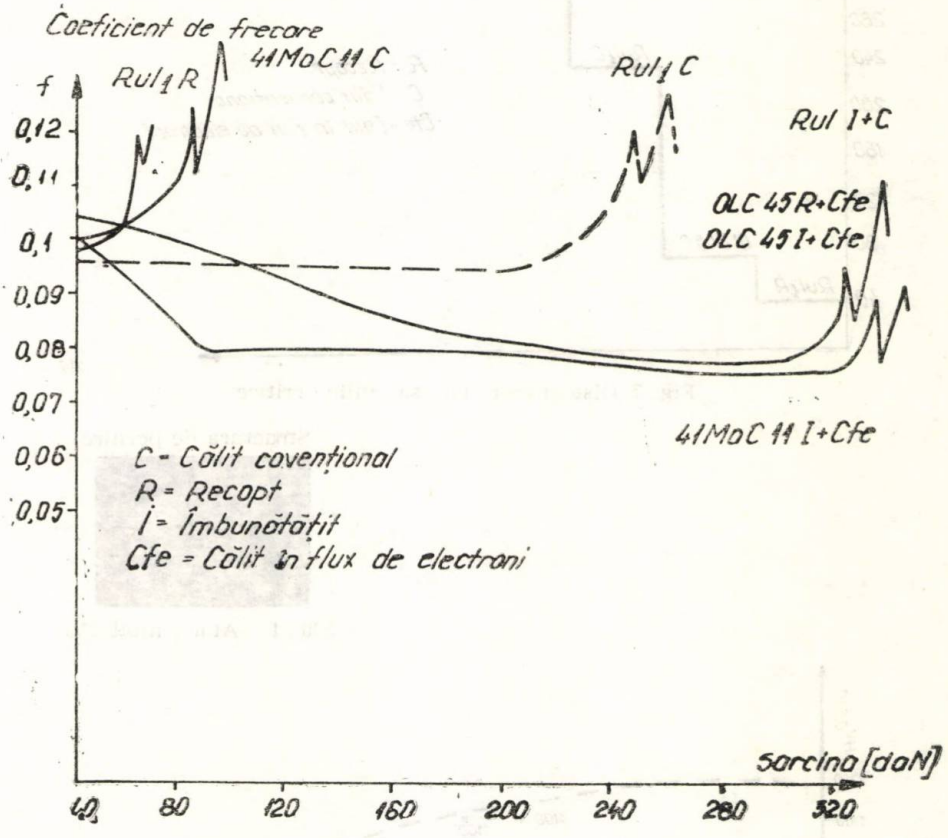


Fig. 5 Variația coeficientului de frecare cu sarcina.

OLC 45 călite convențional s-au comportat normal la 40 daN și au gripat la 80 daN, în timp ce epruvetele călite în flux de electroni s-au comportat normal pînă la valori ale sarcinii de 320 daN, deci de patru ori mai mare.

Valorile coeficientului de frecare au scăzut de la ~0,1 pentru sarcina de 40 daN, la ~0,08 pentru 80 daN și s-au menținut la aceste valori pînă la sarcina de 320 daN, cînd s-au evidențiat fluctuații accentuate ale frecării și oprirea motorului. Nu s-au produs, nici la aceste valori, gripări ale suprafeței sabotului cu transfer de masă, amprentele avînd aspect normal (fig. 6).

În histograma din figura 7 se ilustrează nivelul calitativ al epruvetelor încercate. La fiecare nivel s-au precizat, deasupra liniei, materialul încercat și starea sa de tratament.

superficial în flux de electroni ale epruvetelor din oțel OLC 45.

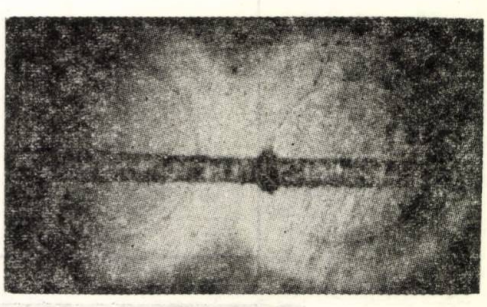


Fig. 6 Aspectul amprentei de uzură a probei din oțel OLC 45 în stare îmbunătățită și călită în flux de electroni. Sarcina: 320 daN.

În ansamblu, ambele epruvete prezintă microstructuri asemănătoare, care se caracterizează printr-o finețe deosebită și valori ridicate ale microdurității.

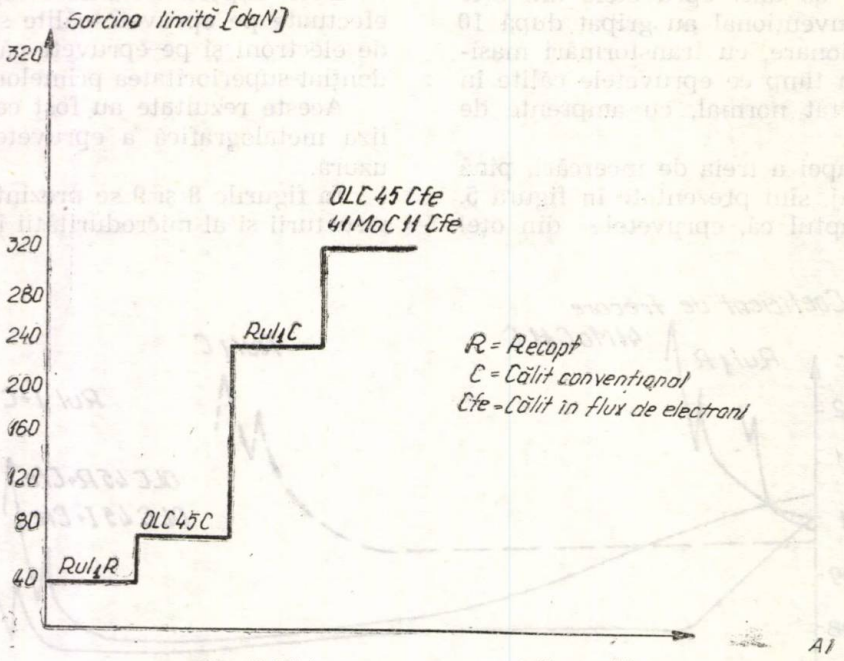
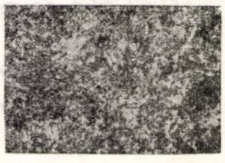


Fig. 7 Histograma cu sarcinile critice

Structura de pornire



500 : 1 Atac : nital 2%

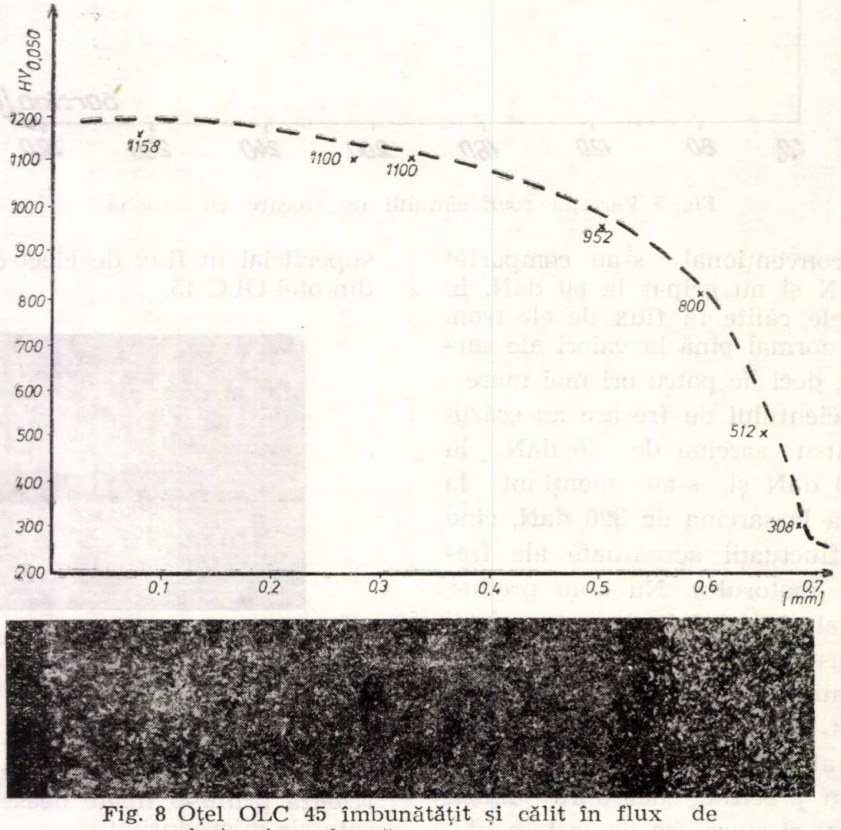


Fig. 8 Oțel OLC 45 îmbunătățit și călit în flux de electroni cu plasmă.

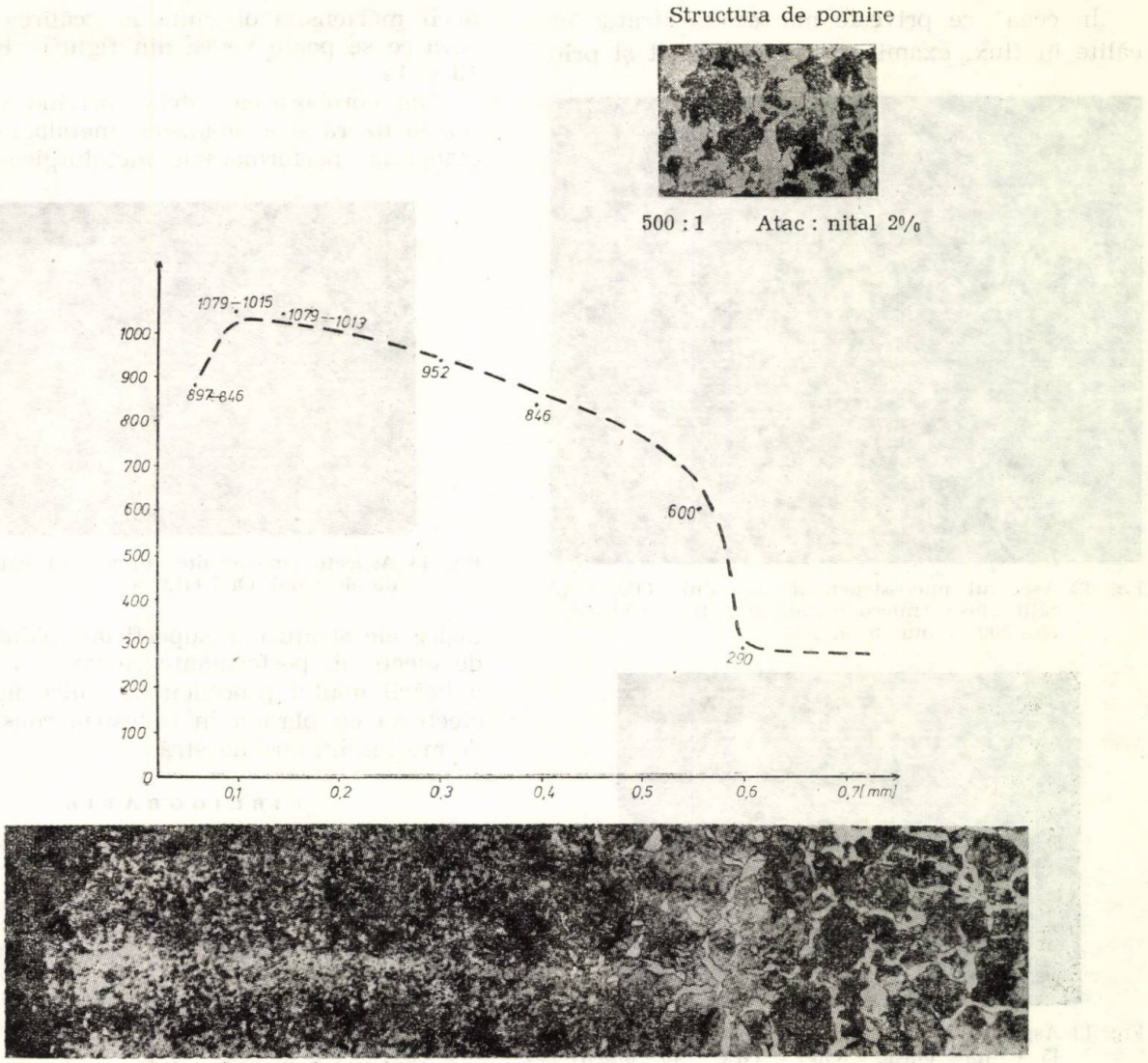


Fig. 9 Oţel OLC 45 recopt şi călit în flux de electroni cu plasmă.

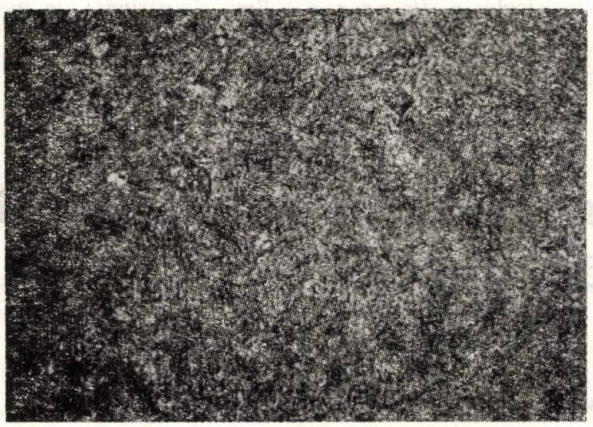


Fig. 10 Aspectul microstructurii stratului călit în flux de electroni pornind de la starea recoaptă. Oţel OLC 45. Mărire 500 : 1, atac nital 2%.

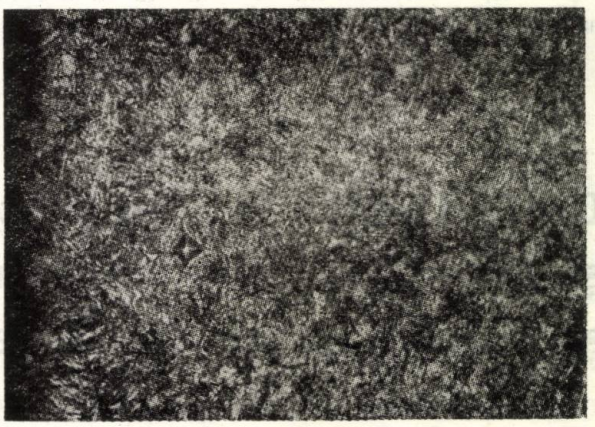


Fig. 11 Aspectul microstructurii stratului călit în flux de electroni pornind de la starea îmbunătăţită — Oţel OLC 45. Mărire 500 : 1, atac nital 2%.

Din punct de vedere practic, în condiţiile unor solicitări de uzură prin alunecare, tratamentul termic de călire în flux de electroni cu plasmă este posibil şi eficient de aplicat pe piese în stare recoaptă.

În ceea ce privește martensita straturilor călite în flux, examinată atît optic cît și prin

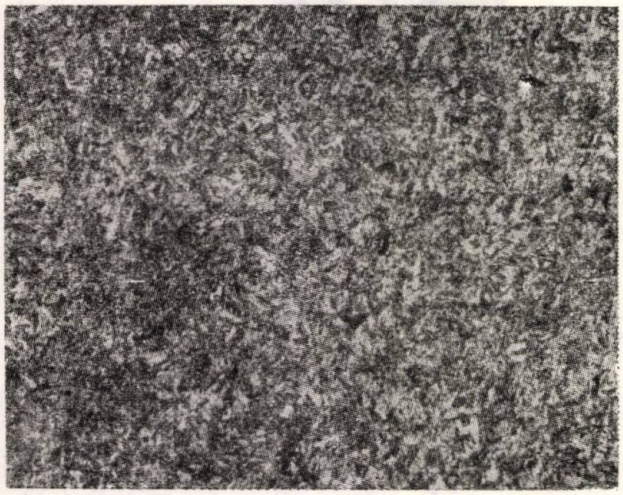


Fig. 12 Aspectul microstructurii oțelului OLC 45 călit clasic, microduritate 952 Hv 0,050. Mărire 500 : 1, atac nital 2%.

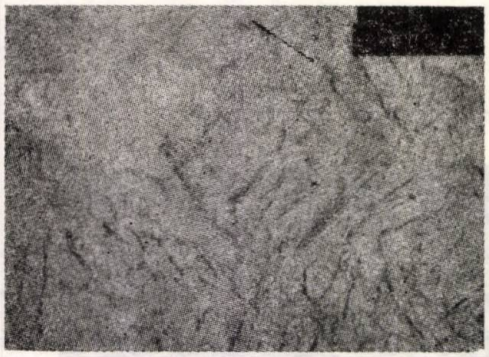


Fig. 13 Aspectul martensitei în proba din oțel OLC 45 călită clasic. Oțel OLC 45. Mărire : 4000 : 1.

microscopie electronică, se constată că are un aspect mai puțin acicular și este mult mai fină, decît martensita obținută la călirea clasică, ceea ce se poate vedea din figurile 10, 11, 12, 13 și 14.

Din coroborarea datelor privind comportarea la uzură și a analizelor metalografice s-au evidențiat performanțele metalurgice și tribo-

Fig. 14 Aspectul martensitei în stratul călit în flux de electroni. Oțel OLC 45.

logice ale straturilor superficiale călite în flux de electroni, performanțe ce vor sta la baza aplicării noului procedeu de călire în flux de electroni cu plasmă în industria constructoare de mașini din țara noastră.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pittway, L. G.*: Brit J. Appl. Phys, 1964, vol. 15.
[2] *Carslaw, M. S., Koeger, J. K.*: Conduction of Heat in Solids, 1959.
[3] *Gale B., Hale, F. K.*: Brit. J. Appl. Phys 11, 115, 1961.
[4] *Sayegh, G., Burkett, J.*: Traitement thermique, Revue Metallurgie, 136—79, pag. 75.
[5] *Winer, I. M.*: A self Calibrating thermique for measuring laser measuring laser beam intensity distribution. Appl. opt. 5 (9) 1437 — 1439.
[6] *Nicolescu, Ileana ș. a.*: Rev. Roum. Phys nr. 6/ 1981, nr. 3/1983, Bucharest.
[7] *Nicolescu, Ileana ș. a.*: Rev. Construcția de mașini, nr. 3/1982, pag. 130.

CZ : 621.74

Contribuții la dezvoltarea unor noi tehnologii și instalații de turnare de metale și aliaje greu fuzibile și puternic reactive

Fiz. Maria **OPROIU**, ing. Mihai **TARAȘESCU** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

În ultima perioadă de timp, utilizarea metalelor și aliajelor greu fuzibile la produsele de vîrf a crescut considerabil, datorită proprietăților lor caracteristice ridicate, în condiții deosebite de lucru. Domeniul lor de utilizare cuprinde construcțiile aerospațiale, tehnica nucleară, construcțiile de echipament chimic etc.

Pînă în prezent, majoritatea pieselor din metale și aliaje greu fuzibile, iar dintre acestea, cele puternic reactive în stare lichidă,

se confecționează prin forjare sau matrițare. Aceste tehnici, pe lîngă avantajele cunoscute, prezintă și numeroase dezavantaje, în special de ordin economic.

Obținerea acestor piese, din metale și aliaje greu fuzibile și puternic reactive (titanul), constituie încă o problemă deosebită, atît datorită complicațiilor impuse de tehnologiile de fabricație, cît și datorită condițiilor severe pe care trebuie să le îndeplinească în funcționare pentru domenii de vîrf ale tehnicii.

Ca urmare, prețul lor de cost este încă foarte ridicat, motiv pentru care și utilizarea lor este încă limitată. Totuși, ar fi posibil ca prin introducerea de noi instalații perfecționate, care să utilizeze cu randamente superioare energia, și prin dezvoltarea unor tehnologii care să permită obținerea de piese turnate, la caracteristici comparabile cu ale altor procedee, prețul de cost să se diminueze și, în consecință, să permită utilizarea pe scară largă a acestor metale și aliaje, în special pentru piese de mare complexitate.

Pînă în prezent, instalațiile utilizate de diverși producători pentru turnarea pieselor din metale puternic reactive și greu fuzibile, sînt :

— cuptorul cu inducție în vid ;
— cuptorul cu arc în vid, cu electrod consumabil ;
— cuptorul cu arc sau jet de plasmă ;
— cuptorul cu fascicul de electroni.

Cuptoarele cu arc în vid, ca și varianta lor modernă cuptoarele cu arc sau jet de plasmă, sînt instalații relativ simple, robuste, ușor de manevrat. Totuși, pentru turnarea de metale și aliaje greu fuzibile, principalul dezavantaj constă în imposibilitatea obținerii unor temperaturi mai ridicate, absolut necesare pentru fluidizarea aliajelor.

Acest dezavantaj este înlăturat, în cazul utilizării cuptoarelor cu fascicul de electroni, care se pare că — în ultimul timp — au cîștigat mulți adepți printre producătorii de piese turnate din metale puternic reactive, cu punct de fuziune ridicat.

În ciuda avantajelor cunoscute pe care le prezintă, acest procedeu are și unele importante dezavantaje, cum sînt :

— pierderile mari de căldură prin radiație ;
— pierderi mari de metal prin evaporare, datorită presiunilor reduse impuse de funcționarea tunului de electroni (10^{-4} — 10^{-6} torr) ;
— controlul și reglarea dificilă a compoziției aliajelor, ca urmare a evaporării mai intense a componenților volatili, datorate vidului înaintat și a supraîncălzirii superficiale mai ridicate ;
— preț de cost mai ridicat, în special pentru echipamentul de vid de alimentare electrică ;
— manevrare și întreținere mai dificilă.

În tabelul 1 este prezentată situația comparativă a caracteristicilor tehnologice și economice ale unor instalații de topire și turnare de metale greu fuzibile.

Pentru eliminarea unor dezavantaje ale instalațiilor ce se utilizează în prezent pentru topirea primară și secundară a aliajelor greu fuzibile, autorii au realizat (și au făcut încercări în fază de laborator) o instalație de topire-turnare care dispune de o nouă sursă de producere a temperaturilor înalte. Acest

Comparația caracteristicilor tehnologice și constructive ale unor instalații de topire-turnare de metale și aliaje greu fuzibile

Tabelul 1

Caracteristici	Cuptor cu arc în vid	Cuptor cu fascicul de electroni	Cuptor cu sursă de electroni cu plasmă
— presiunea de lucru	10^{-3} — 10^{-1} torr	10^{-6} — 10^{-4} torr	10^{-2} torr
— focalizare și deflexie	—	electromagnetică	autofocalizare
— timp necesar pentru obținerea vidului	lung	f. lung	scurt (minute)
— cheltuieli cu agregatele de vid	mari	f. mari	relativ mici
— timp necesar pentru obținerea băii lichide	mare	mare	scurt
— supraîncălzirea metalului topit	imposibil	f. posibil	f. posibil
— pierderi prin evaporare	neglijabile	f. mari	neglijabile
— costuri de exploatare	cele mai mici	f. mari	mici
— investiții	mici	f. mari	relativ mici

tip de instalație utilizează o sursă de electroni cu plasmă dintr-o descărcare electrică de înaltă tensiune, fiind astfel o instalație ce funcționează cu catod rece.

Prezentarea procedeului

Utilizarea surselor de electroni cu plasmă în diverse procedee tehnologice moderne este de dată mai recentă. Instalațiile realizate cu astfel de surse de încălzire au fost concepute în diverse variante, în funcție de scopurile practice urmărite [1—5], remarcîndu-se în special aplicarea lor în sudură, tratament termic, depuneri metalice, creșteri de monocristale, topire zonală.

Funcționarea instalațiilor cu surse de electroni cu plasmă are la bază descărcările electrice de înaltă tensiune, a căror caracteristică fundamentală este generarea unui fascicul intes de electroni primari, catodici, cu energie mare și distribuție monoenergetică.

Fasciculul de electroni catodici este obținut prin emisie secundară, prin bombardamentul catodului cu ioni pozitivi proveniți din plasmă. Accelerarea fasciculului se face în spațiul imediat vecin catodului (spațiul căderii catodice), unde se regăsește — practic — întreaga diferență de potențial aplicată descărcării electrice.

Catodul descărcării electrice de înaltă tensiune reprezintă elementul principal, atît în generarea electronilor, cît și în configurația instalației.

Puterile dezvoltate în instalațiile cu surse de electroni cu plasmă pot atinge zeci pînă la sute de kilowați, cu un randament ce depășește 70%, randament ce crește cu mărirea tensiunii de descărcare și cu scăderea presiunii de lucru.

Randamentul energetic al instalației depinde de :

— materialul catodului și de starea suprafeței lui (prin coeficientul emisiei electronice secundare) ;

— forma, dimensiunile și dispunerea relativă a catodului, față de creuzetul — anod, prin crearea unui sistem adecvat de preluare și transformare eficientă a energiei sursei de energie termică a procesului.

O apreciere cantitativă exactă a pierderilor de energie nu a fost încă făcută, dar se estimează că la obținerea randamentului de peste 70% contribuie și pierderile în procese netermice care însoțesc producerea electronilor cu plasmă.

Focalizarea fasciculului de electroni se realizează prin corelarea simplă a geometriei catodului cu forma și dimensiunile impuse materialului supus fluxului electronilor energetici.

Cunoscînd caracteristicile esențiale ale surselor de electroni cu plasmă, care prezintă avantaje atît în realizarea instalațiilor, cît și în funcționarea lor, a apărut atractivă ideea utilizării surselor de electroni cu plasmă pentru topirea și turnarea metalelor și aliajelor greu fuzibile.

Prezentarea instalației

Primele încercări de topire a unor metale greu fuzibile au fost efectuate într-o instalație de laborator, în care se puteau dezvolta puteri de pînă la 10 kW. În această instalație, s-au realizat topiri de metale greu fuzibile (tantal, wolfram), cu puteri de ordinul cîtorva kilowați, într-un timp de ordinul zecilor de minute.

Pe baza acestor rezultate, s-a trecut la realizarea unei instalații pilot care este prezentată în figura 1.

La conceperea acestei instalații s-au corelat parametrii intrinseci ai sursei de electroni cu plasmă, cu parametrii tehnologici de topire — turnare ai metalelor și aliajelor greu fuzibile și în special puternic reactive.

La experimentări s-au stabilit caracteristicile funcționale ale catodului, corespunzătoare obținerii proprietăților optime ale băii lichide de aliaj greu fuzibil.

Tehnologia de topire — turnare a titanului a fost considerată, datorită condițiilor deosebite pe care le impune, ca tehnologie de vîrf obținută cu ajutorul instalației cu sursă de electroni cu plasmă.

După cum este cunoscut din literatura de specialitate [6—9]. titanul și aliajele sale, datorită reactivității foarte ridicate, impun condiții foarte greu de îndeplinit, pentru oricare procedeu clasic de topire — turnare.

Avînd în vedere rezultatele obținute prin procedeele cunoscute, ca și problemele specifice ale utilizării sursei de electroni cu plasmă la topire — turnare, în timpul lucrărilor s-a urmărit :

— stabilirea unor relații între geometria băii de metal lichid și parametrii sursei de electroni cu plasmă ;

— stabilirea unor corespondențe între parametrii sursei de electroni cu plasmă și condițiile de turnare ale metalului lichid și în special a titanului sau aliajelor sale.

Este cunoscut faptul că, în cazul topirii aliajelor în cuptoare cu fascicul de electroni, transformarea energiei cinetice a electronilor incidenți, în energie termică necesară topirii metalului, se efectuează local pe un strat superficial și subțire.

Datorită vidului înaintat (10^{-6} — 10^{-4} torr), necesar funcționării tunurilor de electroni, tensiunea de vapori, mare, care se creează, favorizează pierderi însemnate de elemente de aliere ușor volatile, în special în cazul aliajelor de titan (fig. 2).

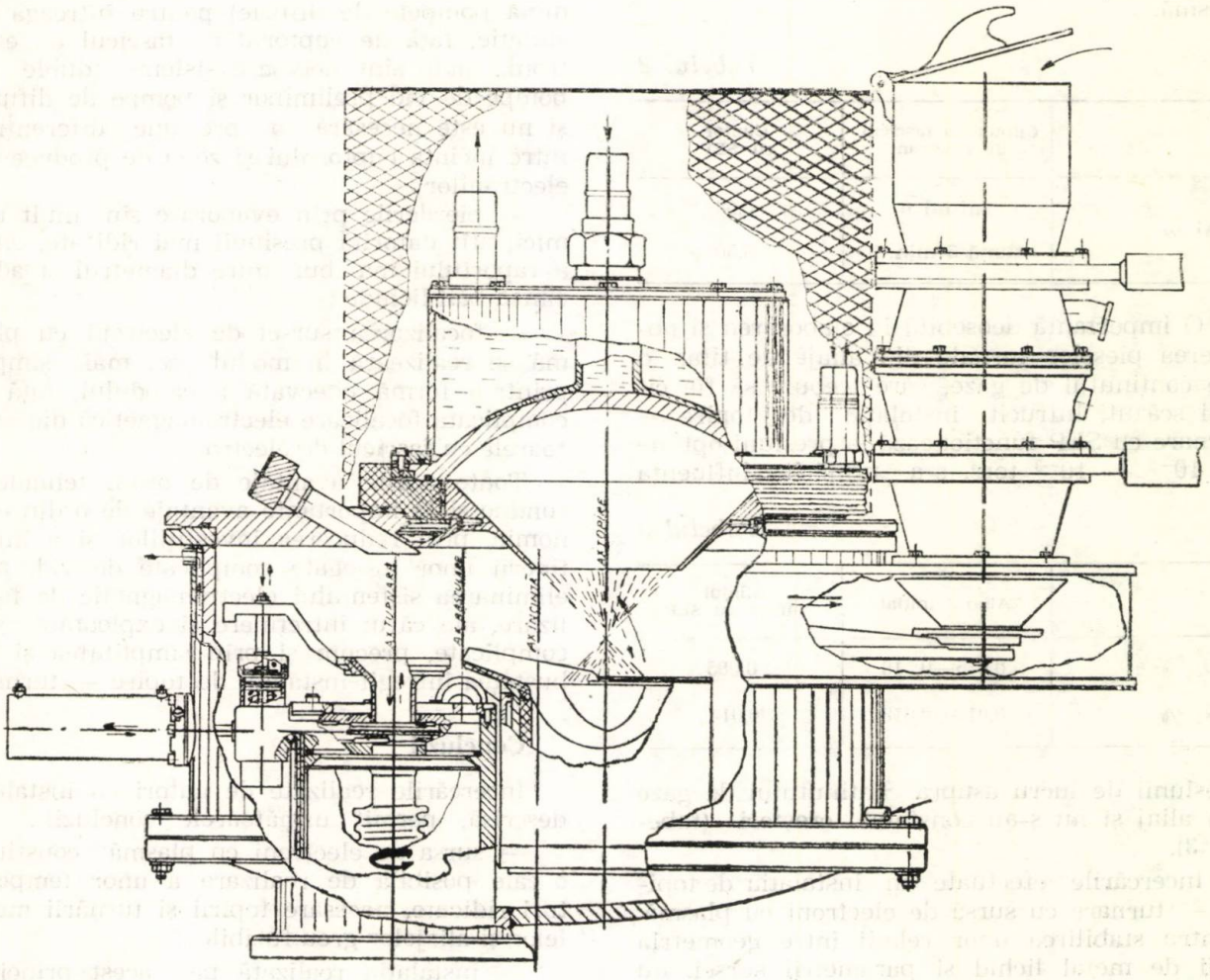


Fig. 1

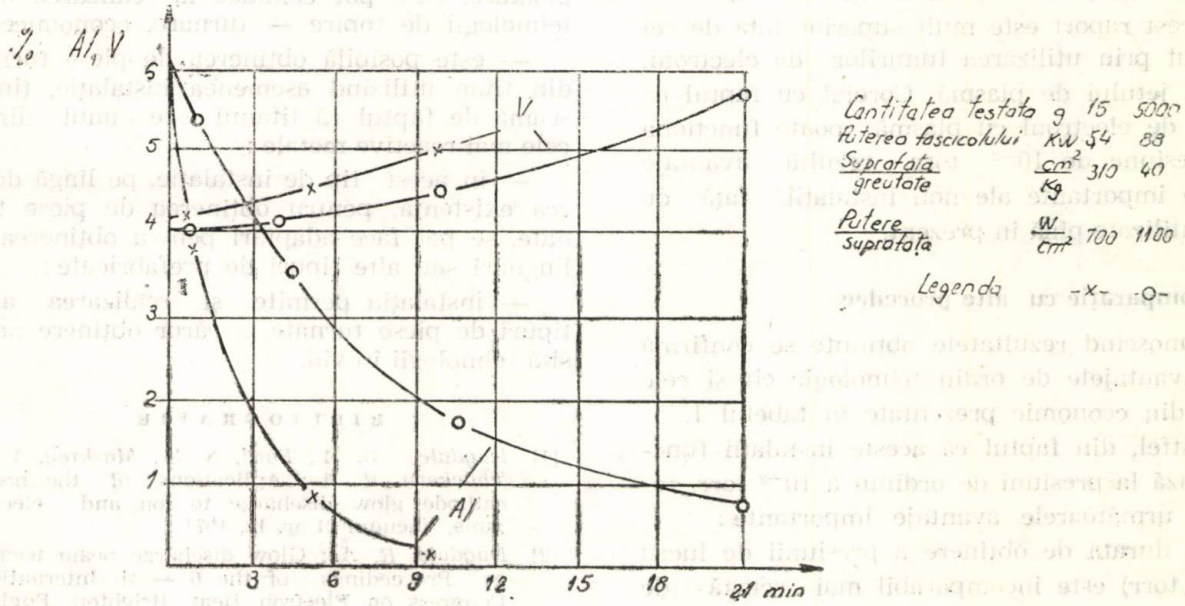


Fig. 2

În tabelul 2 se prezintă rezultatele pierderilor prin evaporare a elementelor ușor volatile, comparativ, între cuptorul cu fascicul de electroni și cuptorul cu sursă de electroni cu plasmă.

Tabelul 2

	Cuptor cu fascicul de electroni	Cuptor cu SEP
Al %	inițial 6	6,68
	după 5 min. 3	6,50

O importanță deosebită în elaborarea și obținerea pieselor turnate din aliaje de titan o are conținutul de gaze, care trebuie să fie cît mai scăzut. Întrucît instalația de topire — turnare cu SEP funcționează la presiuni optime de 10^{-2} — 10^{-3} torr, s-a urmărit influența

Tabelul 3

	Aliajul inițial	Aliajul turnat cu SEP
O_2 %	0,075—0, 18	0,085
N_2 %	0,010—0,018	0,014

presiunii de lucru asupra conținutului de gaze din aliaj și nu s-au constatat creșteri (tabelul 3).

Încercările efectuate în instalația de topire — turnare cu sursă de electroni cu plasmă, pentru stabilirea unor relații între geometria băii de metal lichid și parametrii sursei, au condus la rapoarte ale diametrului băii lichide față de înălțime de ordinul 1,4 : 1 . . . 1,6 : 1.

Acest raport este mult superior față de cel obținut prin utilizarea tunurilor de electroni, sau a jetului de plasmă. Corelat cu faptul că sursa de electroni cu plasmă poate funcționa la presiune de 10^{-2} torr, rezultă avantaje foarte importante ale noii instalații, față de cele utilizate pînă în prezent.

Comparație cu alte procedee

Cunoscînd rezultatele obținute se confirmă atît avantajele de ordin tehnologic cît și cele de ordin economic prezentate în tabelul 1.

Astfel, din faptul că aceste instalații funcționează la presiuni de ordinul a 10^{-2} torr, rezultă următoarele avantaje importante :

— durata de obținere a presiunii de lucru (10^{-2} torr) este incomparabil mai scurtă (de ordinul minutelor), față de timpul necesar pentru obținerea vidului (10^{-5} . . . 10^{-6} torr), în cuptoarele cu fascicul de electroni (de ordinul orei) ;

— sistemul de vid este mai simplu (se elimină pompele de difuzie) pentru întreaga instalație, față de cuptorul cu fascicul de electroni, unde sînt necesare sisteme duble de pompe de vid preliminar și pompe de difuzie) și nu este necesară o presiune diferențiată între incinta cuptorului și zona de producere a electronilor ;

— pierderile prin evaporare sînt mult mai mici, atît datorită presiunii mai ridicate, cît și a raportului mai bun între diametrul și adîncimea băii lichide ;

— focalizarea sursei de electroni cu plasmă se realizează în modul cel mai simplu, printr-o formă adecvată a catodului, față de complicata focalizare electromagnetică din cuptoarele cu fascicul de electroni.

Toate aceste avantaje de ordin tehnologic conduc și la importante avantaje de ordin economic, prin reducerea investițiilor și a întreținerii unor agregate complicate de vid, prin eliminarea sistemului electromagnetic de focalizare, ale cărui întreținere și exploatare sînt complicate, precum și prin simplitatea și robustețea întregii instalații de topire — turnare.

Concluzii

Încercările realizate de autori cu instalația descrisă, permit următoarele concluzii :

— sursa de electroni cu plasmă constituie o cale posibilă de realizare a unor temperaturi ridicate, necesare topirii și turnării metalelor și aliajelor greu fuzibile ;

— instalația realizată pe acest principiu prezintă unele simplificări în execuție și exploatare, care pot conduce la realizarea unor tehnologii de topire — turnare, economice ;

— este posibilă obținerea de piese turnate din titan utilizînd asemenea instalație, ținînd seama de faptul că titanul este unul dintre cele mai reactive metale ;

— în acest tip de instalație, pe lîngă dotarea existentă, pentru obținerea de piese turnate, se pot face adaptări pentru obținerea de lingouri sau alte tipuri de prefabricate ;

— instalația permite și realizarea altor tipuri de piese turnate, a căror obținere necesită tehnologii în vid.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dugdale, R. A., Ford, S. D., Maskrey, Y. T., Thackery, P. A.* : Aplications of the hollow cathode glow discharge to ion and electron guns, Vacuum 21 nr. 12, 1971.

[2] *Dugdale, R. A.* : Glow discharge beam tecniques Proceedings of the 6 — th International Congress on Electron Heat, Brighton, England, May, 1967.

[3] *Stauffer, L. H., Boring, L. L.*: Hollow cathode enhances plasma electron gun, „Electronics, nov. 7, 1962.
[4] *Dugdale, R. A.*: Hot beams from a glow discharge „New Scientist", 2, June, 1968.
[5] *Dufour, C., Matteudi, G.*: Etude d'un canon electronique à cathode froide pour application a la soudure et a la fusion".
[6] *Yaffee, R. L., Burte, H. M.*: Titanium Science and Technology Plenum Press, New York — London, 1973.
[7] *x x x*: First International Titanium Casting Seminar „Foundry Trade Journal", Febr., 6, 1975.
[8] *Lulfing, H.*: Bearbeitungskosten sparen — Feingussteile einsetzen Zeitschrift fur Planung. Konstruction, dec. 1974.
[9] *Socol, M.*: Getti in titanio al forno a fascio electronico. La fonderia italiana, nr. 3—1976, p. 67—74.
[10] *Stephan, H.*: Some new results about casting of titanium in the electron beam melting furance. Titanium Science and Technology Plenum Press, 1973, p. 343—352.

CZ: 621.74

Fabricarea cămășilor de cilindru prin formare-turnare în cîmp magnetic

Ing. Lucian **DINESCU**, ing. Gheorghe **ARTIMON**, tehn. pr. Virgiliu **PATRAS**, munc. sp. Ion **CRISTEA** — I.C.S.I.T.P.S.C. București
Ing. Ioan **MARALOIU** — I.C.P.I.T.M.A. București

Apariția procedeului de fabricare a pieselor turnate prin formare-turnare în cîmp magnetic constituie o consecință a cercetărilor întreprinse în vederea găsirii unui procedeu tehnologic de formare-turnare, care să răspundă actualelor cerințe de tehnicitate, economicitate și de îmbunătățire a condițiilor de lucru, fără a diminua calitatea pieselor turnate.

După brevetarea metodei de formare în cîmp magnetic, în 1966, de către Hoffmann [1], specialiști în domeniu din țările cu industrie de turnătorie dezvoltată (R.F.G., U.R.S.S) au contribuit în mare măsură la perfecționarea și extinderea acestei tehnologii. Ca urmare, la ora actuală funcționează, atît în R.F.G. cît și în U.R.S.S., o serie de instalații industriale de formare-turnare în cîmp magnetic, cu productivități de pînă la 12000 t/an [2, 3, 4, 5, 6].

Aplicarea acestei tehnologii la fabricarea unor repere (inele filetate din fontă cu grafit nodular, lanț din oțel aliat cu 30% Cr, chiulase pentru motoare diesel din fontă cu grafit lamelar marca Fc 250, sau matrițe pentru prese și poansoane din oțeluri de scule) este fundamentată și pe considerente economice, nu numai tehnice [2, 3, 7]. Astfel, în urma analizei economice efectuată de Suliak [5] pe o tonă de piese turnate prin procedeul de formare-turnare în cîmp magnetic, comparativ cu obținerea lor prin formare clasică în amestec de formare, au rezultat avantajele aplicării primului procedeu care constau, în principal, din micșorarea costurilor de fabricație cu 10—15%, pe seama scăderii rebutului și a greutății pieselor turnate, sau în creșterea de 2÷2,5 ori a productivității muncii, pe seama eliminării unor operații tehnologice (preparare amestecuri de formare, dezbatere, curățire).

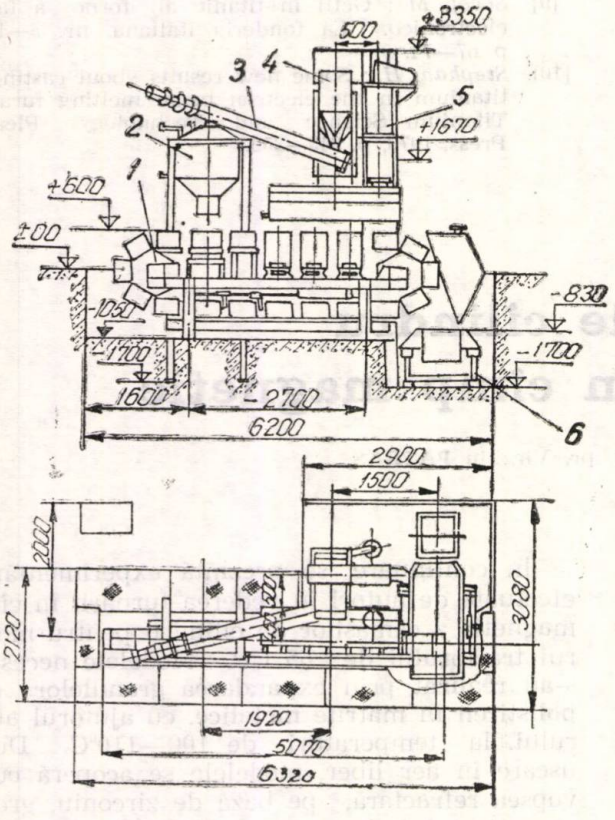
În continuare, se prezintă experimentările efectuate de autori în vederea turnării în cîmp magnetic a cămășilor de cilindru pentru motorul tractorului de 65 CP. Modelele necesare s-au realizat prin expandarea granulelor din polistiren în matrițe metalice, cu ajutorul aburului, la temperaturi de 100—110°C. După uscare în aer liber, modelele se acoperă cu o vopsea refractară, pe bază de zirconiu, grosimea stratului de vopsea fiind de minimum 0,3 mm. Vopsirea modelelor se execută în scopul rigidizării lor, precum și pentru a împiedica apariția aderențelor la piesa turnată, prin contactul fontei lichide cu materialul de formare, constituit din alice feromagnetice din fontă sau oțel, avînd granulația de 0,3—0,5 mm.

Programul exeprimental s-a desfășurat pe instalația de formare-turnare în cîmp magnetic, proiectată, realizată și pusă în funcțiune la I.C.S.I.T.P.S.C. — București, prezentată în figura 1. Principalele caracteristici tehnice ale instalației sînt :

— dimensiunile cutiilor de formare 400 × × 300 × 300 mm ;
— inducție magnetică maximă 0,2 TS ;
— cantitatea de alice necesară cca 2000 kg ;
— productivitatea 20—30 forme/oră ;
— greutatea piesei turnate 10—15 kg/buc ;
— consumuri : — apă de răcire 8 m³/oră ;
— aer comprimat 15 Nm³/oră ;
— putere utilă instalată cca 11 kWh ;
— masa netă 7150 kg.

Operațiile de formare constau în crearea unui pat de alice în cutia de formare (compactizat prin vibrare), amplasarea modelului și a rețelei de turnare aferentă (ambele confecționate din polistiren) și umplerea cutiei de formare de alice, simultan cu vibrarea. Tur-

narea se execută după aplicarea cîmpului magnetic, creat de electromagneți, la trei posturi de turnare.



Componentă:

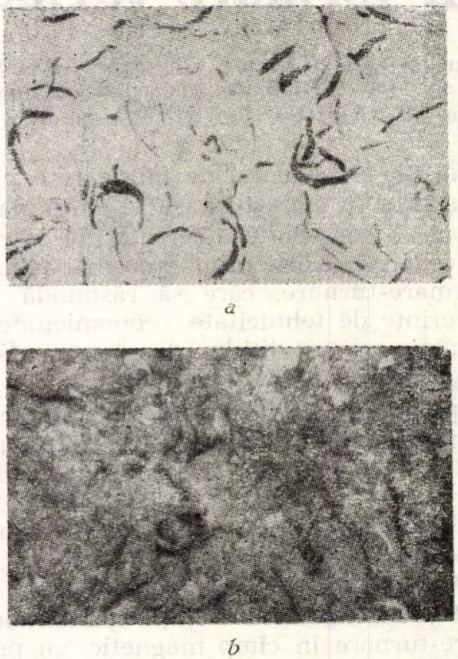
1. *Mecanism de formare-turnare*
2. *Buncăr răcitor*
3. *Transportor elicoidal*
4. *Separator praf*
5. *Elevator*
6. *Dezbătător*

Fig. 1 Instalație de formare-turnare în cîmp magnetic. Secțiune longitudinală.

După solidificarea pieselor, se decuplează electromagneții și se execută operația de dezbatere, care constă (în fapt) din separarea piesei turnate de materialul de formare feromagnetic, care, după răcire, reintră în circuitul de formare.

Poziționarea modelului din polistiren în cutia de formare se face astfel, încît dimensiunea sa maximă să fie orientată paralel cu liniile de forță, magnetice.

Cămășile de cilindru destinate motorului tractorului de 65 CP se toarnă din fontă cenușie cu grafit lamelar, avînd compoziția chimică următoarea : 3,0—3,3% C, 1,9—2,2% Si ; 0,6—0,9% Mn ; 0,25—0,04% Cr ; 0,4—0,6% Cu ; max. 0,6% P ; max. 0,12% S. Elaborarea fontei



a

b

Fig. 2 Microstructură efectuată pe epruvete prelevate din cămașa de cilindru turnată în cîmp magnetic.

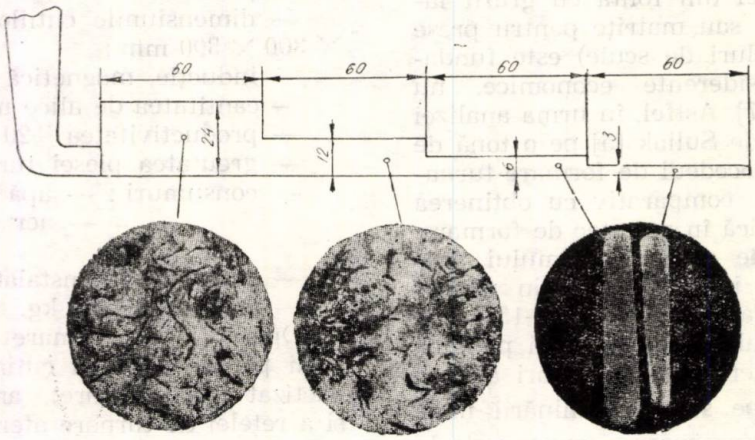


Fig. 3 Microstructuri obținute pe proba în trepte.

s-a efectuat în cuptor cu inducție, avînd capacitatea de 100 kg, la frecvența de 2500 Hz.

După topire, fonta s-a supraîncălzit la 1520°C și a fost menținută la această temperatură timp de 15—20 minute.

Pentru determinarea compactității și a caracteristicilor mecanice ale cămășilor turnate în cîmp magnetic, s-au prelevat probe din piesele turnate, fiind înregistrate valori medii de : $R_m = 345$ N/mm², respectiv $HB = 249—265$ (valorile de duritate impuse de norma tehnică se încadrează în limitele 170—260 unități HB). Analiza metalografică a pus în evidență o masă metalică de bază alcătuită din perlită

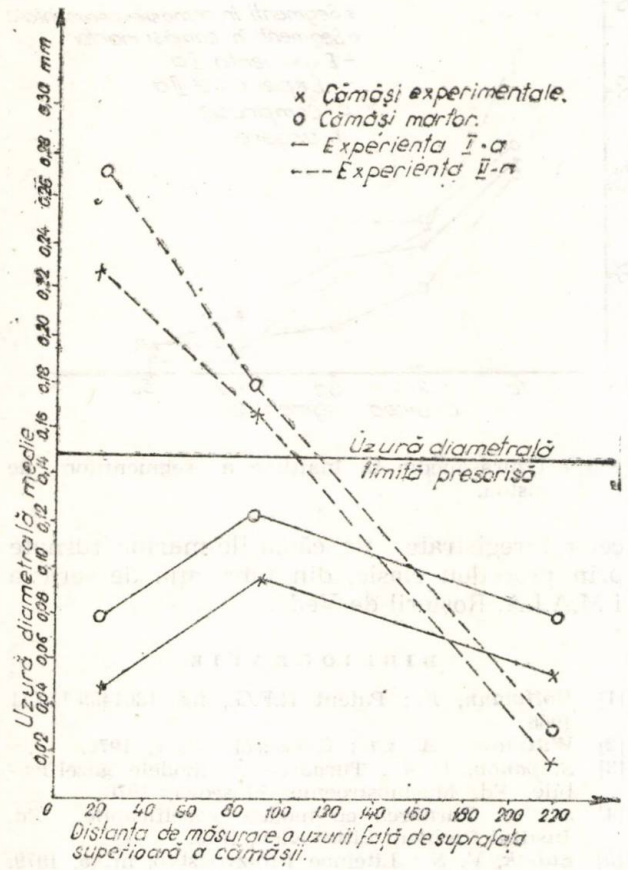


Fig. 4 Uzura diametrală medie a cămășilor de cilindru.

fină, cu mici separări de cementită și eutectic fosforos. Separările de grafit apar sub formă de lamele scurte și arcuite (fig. 2 a și b).

În vederea studierii influenței vitezei de răcire asupra structurii fontei turnate în cîmp magnetic, au fost turnate probe în trepte, cu grosimi de perete de 3,6—12 și 24 mm.

Conform figurii 3, în care prezentăm microstructurile obținute pe proba în trepte, se poate observa că în cazul turnării fontelor cenușii cu grafit lamelar prin procedeul de formare-turnare în cîmp magnetic, se pot obține piese turnate cu caracteristici fizico-mecanice superioare, comparativ cu turnarea clasică, la aceeași compoziție chimică și grosime de perete. Se constată, de asemenea, apariția feritei la suprafața pereților pieselor turnate, fenomen legat de așa numita „anomalie a feritei", explicabilă pe seama unuia dintre următorii factori :

— separarea grafitului interdendritic punctiform ;

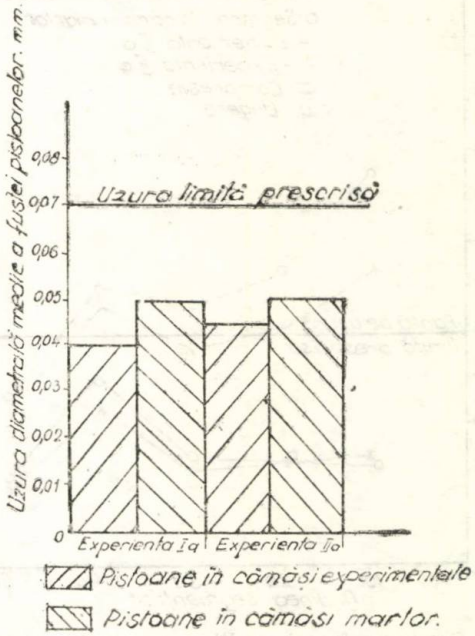


Fig. 5 Uzura diametrală medie a fustei pistoanelor.

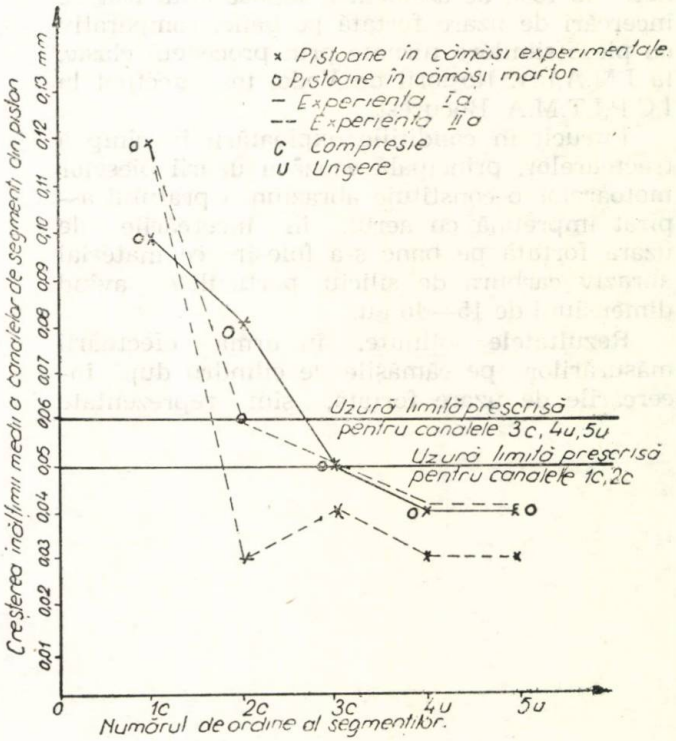


Fig. 6 Uzura medie în înălțime a canalelor de segmenți.

— segregarea inversă a siliciului, care favorizează, de asemenea, descompunerea austenitei în ferită și grafit ;

— carburarea superficială a pieselor, datorită dizolvării carbonului conținut în modelele din polistiren.

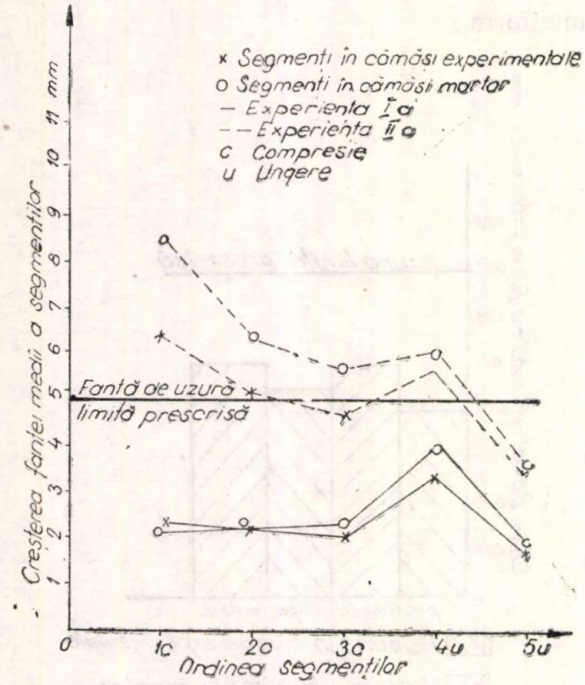


Fig. 7 Creșterea fantei medii a segmenților de piston.

Cămășile de cilindru turnate în cîmp magnetic au fost, de asemenea, supuse unui test de încercări de uzare forțată pe banc, comparativ cu piese similare turnate prin procedeul clasic, la I.M.A.I.A. Roșiorii de Vede, test efectuat la I.C.P.I.T.M.A. București.

Întrucît în condițiile exploatării în cîmp a tractoarelor, principala cauză a uzurii pieselor motoarelor o constituie abraziunea prafului aspirat împreună cu aerul, în încercările de uzare forțată pe banc s-a folosit ca material abraziv carbura de siliciu, particulele avînd dimensiuni de 15—40 μu.

Rezultatele obținute, în urma efectuării măsurărilor pe cămășile de cilindru după încercările de uzare forțată, sînt reprezentate grafic în figurile 4, 5, 6, 7 și 8 și relevă faptul că, comportarea la uzare a cămășilor de cilindru turnate în cîmp magnetic este superioară

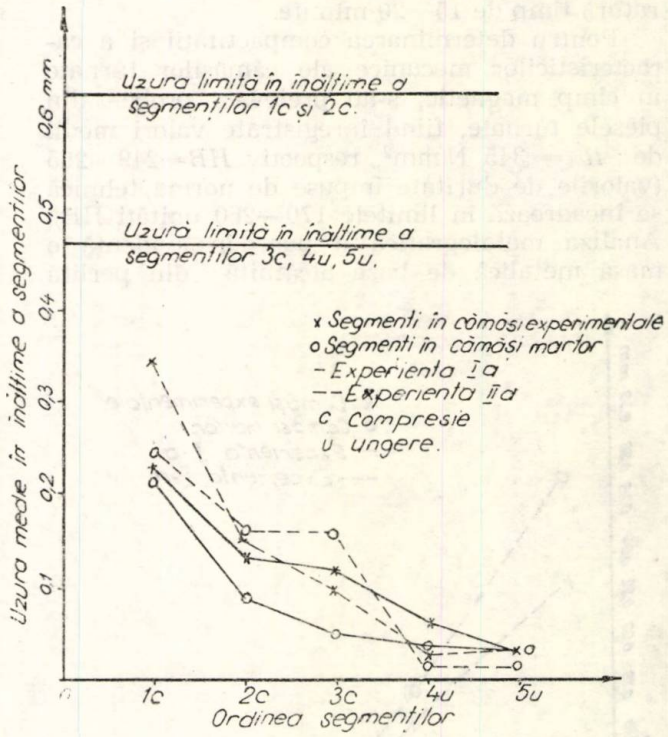


Fig. 8 Uzura medie în înălțime a segmenților de piston.

celei înregistrate de cămășile-martor turnate prin procedeu clasic, din fabricația de serie a I.M.A.I.A. Roșiorii de Vede.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hoffmann, R.* : Patent R.F.G., nr. 1301439/11. 11 1966.

[2] *Wittmoser, A. ș.a.* : Giesserei, nr. 7, 1972.

[3] *Stepanov, I. A.*: Turnarea cu modele gazeificabile, Ed. Mașinostroenie, Moscova, 1976.

[4] *x x x* : Turnarea cu modele gazeificabile, Ed. Institut Problem Litia, Kiev, 1975.

[5] *Suliak, V. S.* : Liteinoe Proizvodstvo, nr. 5, 1979, pag. 22—23.

[6] *Levșin, G. E., ș.a.* : Liteinoe Proizvodstvo, nr. 3, 1975, pag. 25—26.

[7] *Belov, E. I,. ș.a.* : Liteinoe Proizvodstvo, nr. 3, 1975, pag. 22—23.

CZ : 621.78

Creșterea durabilității sculelor din oțel rapid prin tratamentul termochimic de nitroferoxare

Ing. Lucia **CAZACU**, dr. ing. Leontin **DRUGĂ** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Mărirea durabilității în exploatare a sculelor din oțel rapid preocupă în prezent, tot mai multe întreprinderi constructoare de mașini, în vederea obținerii unor economii ridicate de oțel de scule și de manoperă.

Unul din procedeele care asigură creșterea durabilității sculelor aşchietoare este tratamentul termochimic de nitroferoxare.

Procedeul constă în îmbogățirea simultană, cu azot și oxigen, a straturilor superficiale ale sculelor din oțel rapid, la temperaturi de 510 ... 580°C, în atmosferă caracteristică de nitroferoxare.

Ca urmare, se obțin straturi superficiale nitroferoxate cu adîncimi de 20 ... 60 μm, în funcție de durata de menținere la temperatura de regim.

Durata de nitroferoxare se stabilește în funcție de tipodimensiunea sculei și de marca oțelului rapid.

Din punct de vedere fizic, nitroferoxarea constituie o asociere între nitrurarea în mediu gazos și feroxare, dar diferă de fiecare atît prin tehnologie, cît și prin rezultatele obținute.

Atmosfera de nitroferoxare se obține din apă amoniacală cu 13 ... 26% NH 3, sau din abur supraîncălzit și amoniac.

La temperatura de regim, atmosfera activă de nitroferoxare este alcătuită din amoniac disociat în azot atomic activ și hidrogen molecular, amoniac nedisociat și vapori de apă supraîncălziți.

Ca urmare se desfășoară atît procesul de feroxare cu formarea oxizilor de fier de tip spinel :

$$3\,Fe + 4\,H_2O \rightleftarrows Fe_3O_4 + 4\,H_2 \uparrow, \qquad (1)$$

cît și procesul de nitrurare ce constă în adsorbția și difuzia azotului cu formarea fazelor α și γ' cu azot.

Aceste două procese decurg cu viteze diferite, în funcție de presiunea și compoziția atmosferei de nitroferoxare. Astfel feroxarea se desfășoară conform reacției (1) și decurge cu viteză maximă în primele 30 minute, după care se reduce foarte mult, iar viteza de nitrurare se intensifică prin accelerarea adsorbției azotului atomic activ, datorită efectului catalitic produs de stratul poros de oxizi, format pe suprafață în prima fază.

Azotul atomic difuzează spre miezul oțelului, formînd inițial, cu fierul, faza α cu azot și apoi faza γ' constituită din carbonitruri ale fierului și elementelor de aliere de tipul (FeMe) 4 NC [1]. Aceste carbonitruri, fin dispersate în rețeaua cristalină a oțelului rapid, creează tensiuni care produc durificarea structurală suplimentară (circa 300 μHV).

Ca urmare, chiar la durate scurte de menținere la nitroferoxare se obțin concentrații ridicate de azot în strat, evitîndu-se formarea fazei fragile ε.

Cinetica de formare a stratului nitroferoxat la oțelurile rapide Rp 3 și Rp 5, respectiv variația adîncimii stratului nitroferoxat cu durata de menținere la temperatura de 540°C este prezentată în figura 1.

Aspectul microstructural al stratului nitroferoxat, obținut la temperatura de regim de 540°C, după două ore de menținere, este prezentat în figura 2.

Amestecul eterogen de faze α și γ' cu azot apare întunecat la stocul cu nital 2% și este lipsit de fragilitate.

Stratul nitroferoxat este format din două zone distincte : o zonă exterioară formată din oxizi de fier tip spinel Fe_3O_4 și o zonă interioară nitrurată formată din fazele α și γ'.

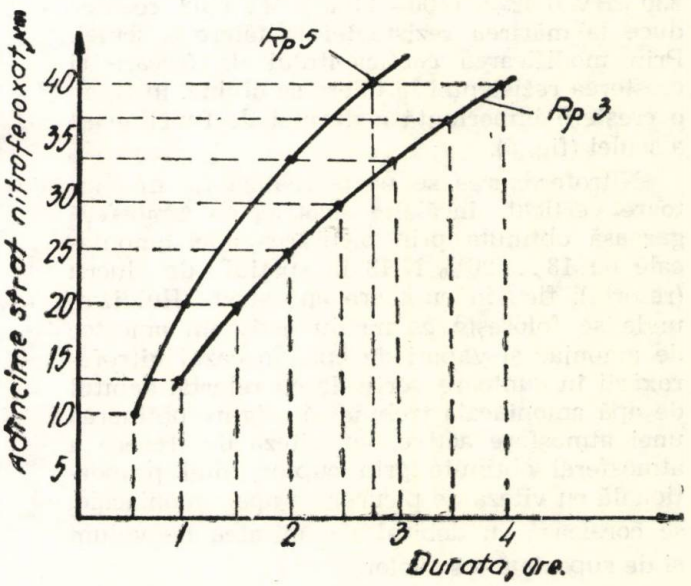


Fig. 1 Cinetica de formare a stratului nitroferoxat.

Zona de oxizi de fier este formată la rîndul ei din două substraturi :

— substratul exterior cu grosimea de 4—5 μm, strat de depunere poros care s-a format prin migrarea ionilor de fier în afara suprafe-

ței oțelului și reacția lor cu vaporii de apă supraîncălziți din atmosfera de nitroferoxare ;

— substratul interior cu adîncime de 5—6 μm care este aderent și compact ; se presupune că acest strat s-a format prin difuzia simultană a ionilor de fier din oțel și a ionilor de oxigen din atmosferă spre miezul oțelului.

Stratul poros de oxizi de fier îmbibat cu ulei acționează, în timpul exploatării sculei, ca lubrifiant solid, micșorînd coeficientul de frecare și cantitatea de căldură degajată, iar stratul de oxizi, compact și aderent, mărește

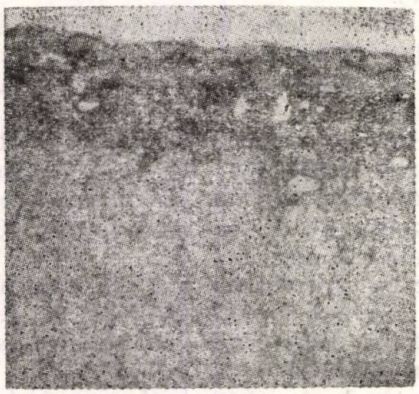


Fig. 2 Aspectul microstructural al stratului nitroferoxat. Mărire 2000 : 1.

rezistența la coroziune și la frecare avînd proprietăți intermediare. Zona nitrurată a stratului nitroferoxat mărește duritatea superficială a oțelului rapid de la valori de 800—830 μHV 0,02 la 1100—1150 μ HV 0,02, ceea ce duce la mărirea rezistenței la tăiere a sculei. Prin modificarea coeficientului de frecare și creșterea rezistenței la tăiere se obține, în final, o creștere importantă a duratei de funcționare a sculei (fig. 5).

Nitroferoxarea se poate realiza fie în cuptoare verticale încălzite electric, cu atmosferă gazoasă obținută prin picurarea apei amoniacale cu 13 ... 26% NH_3 în spațiul de lucru (retortă), fie în cuptoare cu strat fluidizat, unde se folosește ca mediu activ un amestec de amoniac și vapori de apă. În cazul nitroferoxării în cuptoare verticale cu retortă, debitul de apă amoniacală trebuie să asigure obținerea unei atmosfere active, iar viteza de trecere a atmosferei obținute prin cuptor fiind proporțională cu viteza de picurare a apei amoniacale, se corelează cu debitul pe unitatea de volum și de suprafață a sculelor.

Instalația de nitroferoxare prezentată în figura 3 este compusă din cuptorul electric vertical prevăzut cu retortă etanșă, rezervorul de apă amoniacală și baia de gaze reziduale. Introducerea apei amoniacale se face cu ajutorul unui dispozitiv de picurare, montat la țeava de alimentare.

Este obligatoriu a se utiliza un cuptor prevăzut cu recircularea internă a atmosferei, deoarece — în caz contrar — se pot obține straturi neuniforme.

Recent a apărut un nou procedeu de încălzire la tratamente termice, încălzirea în strat fluidizat — care constă în realizarea unei suspensii de particule de nisip, corindon, carborund de 0,16 ... 0,25 mm, în aer sau într-un gaz activ din punct de vedere chimic. Avantajul acestui procedeu constă în realizarea de viteze de încălzire de 5 ... 6 ori mai ridicate, în comparație cu încălzirea în mediu gazos, în accelerarea proceselor de difuzie (în cazul tratamentelor termochimice), utilizare ușoară și consumuri specifice reduse.

Introducerea sculelor în cuptor, în vederea nitroferoxării, se poate realiza în mod continuu, similar cu modul de lucru la baia de sare, cuptorul fiind deschis. Încălzirea se face prin intermediul unor rezistori metalici, dispuși în exteriorul retortei care conține stratul fluidizat ; pachete de particule și gaz realizează încălzirea cu viteză accelerată.

Pentru realizarea mediului activ de nitroferoxare, se folosește fluidizare minimă (viteza de trecere a fluxului prin strat are o valoare care permite o circulație slabă a particulelor în spațiul de lucru), utilizînd un amestec de azot, amoniac și vapori de apă astfel dozate, încît să permită obținerea straturilor și a substraturilor de difuzie prezentate mai sus.

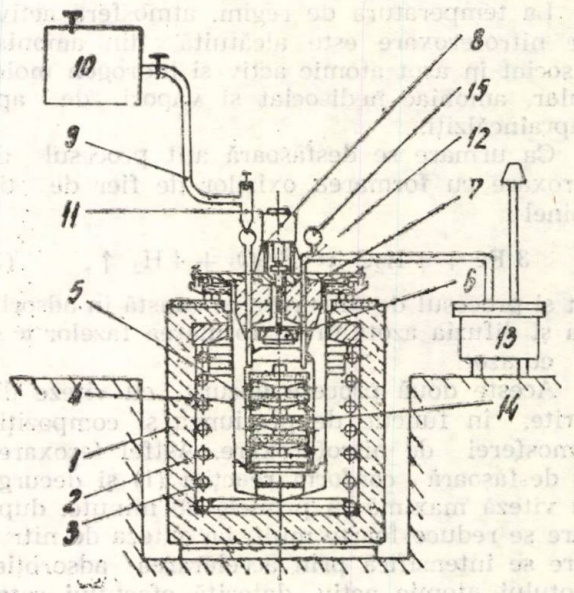


Fig. 3 Schema de principiu a cuptorului de nitroferoxare cu retortă etanșă.

1 — manta metalică ; 2 — zidărie ; 3 — elemente încălzitoare ; 4 — retortă ; 5 — retortă interioară ; 6 — ventilator ; 7 — capacul cuptorului ; 8 — motorul ventilatorului ; 9 — țeavă de alimentare ; 10 — rezervor apă amoniacală ; 11 — picurător ; 12 — țeavă evacuare gaze reziduale ; 13 — baia de gaze ; 14 — dispozitiv scule ; 15 — manometru.

Instalația de tratament termic și termochimic în strat fluidizat este prezentată în figura 4, ea fiind formată dintr-un cuptor electric vertical care conține stratul fluidizat, un scruber de răcire a gazelor și o instalație de distribuție a amestecurilor tehnologice.

Azotul și amoniacul se introduc prin partea inferioară a retortei, placa de fluidizare realizînd o distribuție uniformă în spațiul de lucru. Apa se poate introduce fie prin partea superioară, folosind un sistem de picurare și vaporizare în interiorul unei țevi ce ajunge la partea inferioară a stratului (la circa 30 mm de placa de fluidizare), fie prin partea inferioară realizînd vaporizarea într-un vaporizator special.

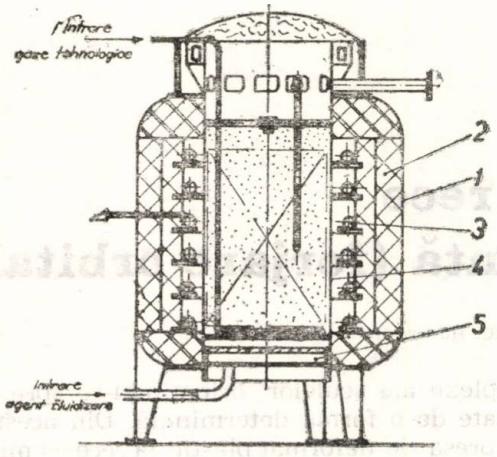


Fig. 4 Schema de principiu a cuptorului de nitroferoxare în strat fluidizat.
1 — carcasă metalică ; 2 — zidărie ; 3 — încălzitori ; 4 — retortă ; 5 — cutie amestec.

Procesul de nitroferoxare este accelerat prin utilizarea stratului fluidizat atît datorită distrugerii stratului limită, Nernst, existent la limita dintre suprafața piesei și atmosfera cuptorului, cît și datorită aducerii în permanență, de gaz activ la suprafața de difuzie.

Deși mecanismele de desfășurare a reacțiilor (și deci conducerea proceselor) sînt diferite pentru cele două procedee de nitroferoxare, totuși, în final, se obțin straturi cu proprietăți similare, ceea ce face ca ambele procedee să cunoască o largă aplicare.

Creșterea durabilității în exploatare a sculelor din oțel rapid, nitroferoxate, comparativ cu sculele călite și revenite, este redată în figura 5, în funcție de tipul sculei aşchietoare.

Astfel, la burghie (1 . . . 3) se remarcă creșterea durabilității de la 50 . . . 200%, pînă la a 2-a reascuțire, la tarozi (4 . . . 6) durabilitatea crește cu 50 . . . 100%, la freze (7 . . . 9) cu 100 . . . 150%, iar la bacuri (10) cu 150 . . . 180%.

Atît în cazul nitroferoxării în cuptor cu retortă, cît și în strat fluidizat, straturile nitroferoxate obținute sînt asemănătoare din punct de vedere microstructural, iar creșterile de durabilitate sînt comparabile. Nitroferoxarea în strat fluidizat prezintă, însă, avantajul unor durate de menținere mai scurte pentru aceleași grosimi de strat, iar instalația este mai simplă și mai ușor de exploatat, lipsindu-i capacul etanș.

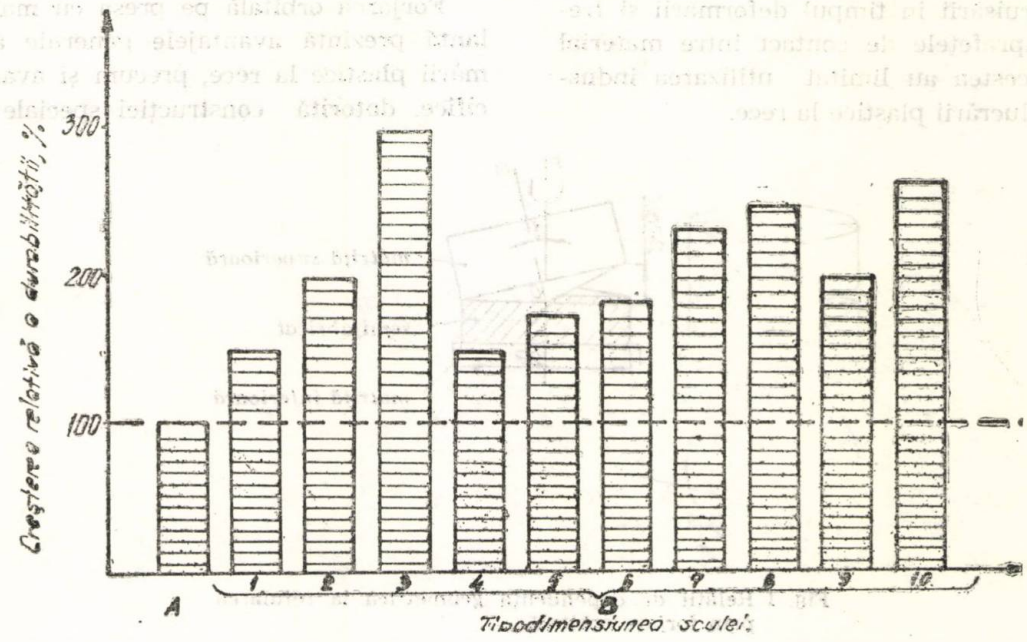


Fig. 5 Creșterea relativă a durabilității sculelor nitroferoxate comparativ cu scule călite și revenite.
A — scule călite revenite ; B — scule nitroferoxate ; 1 — burghiu Ø 13 ; 2 — burghiu în trepte Ø 18 . . . 21 ; 3 — burghiu Ø 8 x 25 ; 4 — tarod M 12 x 1 ; 5 — tarod M 14 x 1 ; 6 — tarod M 20 x 1,5 ; 7 — freză disc ; 8 — freză melc ; 9 — freză canal ; 10 — segmenți de rulat filele de dimensiuni mici (sub M 6).

În prezent nitroferoxarea se aplică în secțiile de sculărie de la Intreprinderea de scule Rîșnov, Intreprinderea de autocamioane Brașov și Intreprinderea „23 August", unde, prin creșterea durabilității sculelor, se obțin importante economii de oțel rapid și de manoperă.

Avînd în vedere că durabilitatea sculelor nitroferoxate crește cu 50 ... 180%, comparativ cu sculele călite și revenite, se apreciază că procedeul de nitroferoxare se poate utiliza, cu rezultate foarte bune, în secțiile de sculărie ale întreprinderilor constructoare de mașini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rogalski, Z.* : Termochemische Behandlurg von werkzeugen aus Schnellar beitstahl durch Oxynitrieren. „VDI-Z, 117", nr. 6, 1975.

[2] *Cazacu, Lucia, Diaconu, D.* : Particularitățile tratamentului termochimic de nitroferoxare. „Construcția de mașini", nr. 3/1982.

CZ : 621.73

Aspecte economice la deformarea plastică la rece pe prese cu matriță oscilantă (forjare orbitală)

Ing. Aurelia **GEORGESCU**, tehn. Ioan **DIACONU** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

În domeniul prelucrării metalelor prin deformare plastică, tendințele actuale se îndreaptă spre metodele de prelucrare cu consumuri minime de metal și energie, în special deformarea plastică la rece. În favoarea prelucrării prin deformare plastică la rece pledează o serie de considerente economice, tehnice și organizatorice, bine cunoscute.

Dar, în procesele de prelucrare prin deformare plastică la rece, sînt necesare forțe mari, datorită rezistenței materialului în stare rece, datorită ecruisării în timpul deformării și frecării pe suprafețele de contact între material și scule. Acestea au limitat utilizarea industrială a prelucrării plastice la rece.

Forjarea orbitală pe presa cu matriță oscilantă prezintă avantajele generale ale deformării plastice la rece, precum și avantaje specifice, datorită construcției speciale a presei.

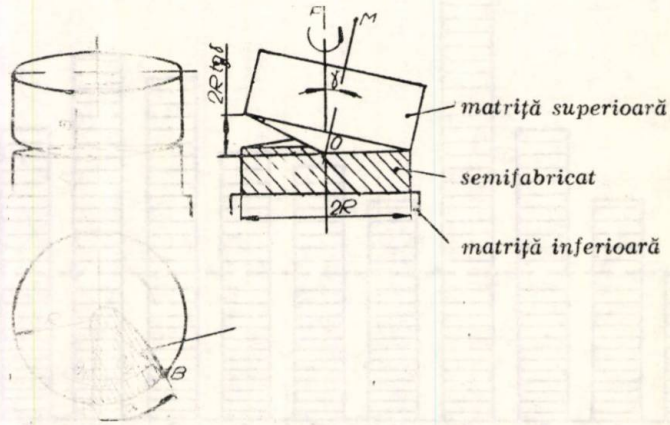


Fig. 1 Relații de dependență geometrică la refularea prin forjare orbitală.

Reconsiderarea preselor convenționale de deformare plastică la rece a condus la adoptarea unei cinematici diferite, la mișcări mai complexe ale sculelor, orientîndu-se spre piese presate de o formă determinată. Din acest motiv, presa de deformat plastic la rece cu mișcare orbitală a berbecului, nu are aceeași universalitate ca o presă convențională, însă poate să concureze cu succes într-un domeniu comparabil de utilizări, precum și în ceea ce privește piesele a căror formă face imposibilă executarea lor, în mod economic, prin metodele de prelucrare plastică la rece, pe presa de tip convențional.

În cele ce urmează prezentăm considerentele care fac această tehnologie avantajoasă din punct de vedere economic.

Tehnologia de deformare plastică la rece pe presa cu matriță oscilantă (forjare orbitală) se bazează pe principiul că o presiune determinată, exercitată în timpul presării, nu se aplică pe întreaga suprafață a semifabricatului, ci numai pe o parte a acestuia, constituind circa 20 ... 30% din suprafața întreagă (fig. 1). Modul de acționare al presei este prezentat în figura 2. Matrița superioară acționată mecanic

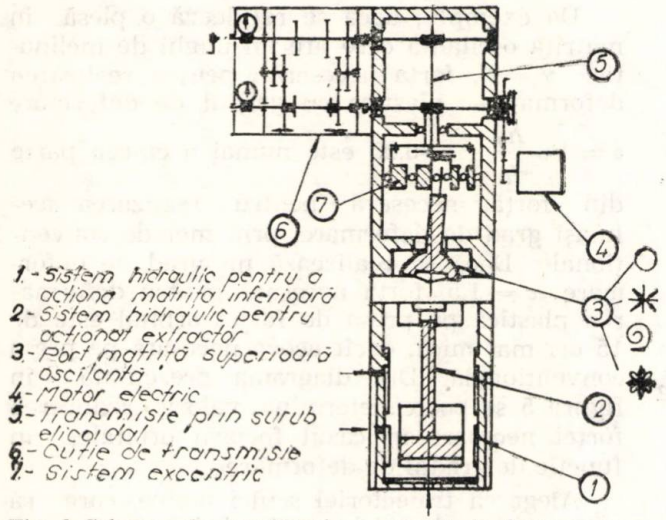


Fig. 2 Schema de construcție a presei de forjare orbitală.

oscilează cu o înclinare de 1 ... 2 grade și o frecvență de 200 cicluri/minut, descriind patru tipuri de traiectorii (cerc, spirală, dreaptă, curbă cicloidă), în funcție de forma piesei (fig. 3).

Felul mișcării	Utilizare	Unghiul de oscilație
Pe un cerc	La presarea unor produse a căror execuție necesită o curgere intensivă a materialului în direcția radială de exemplu: piese cu guler mare și subțire	Reglat în intervalul 0-2°
Pe o spirală	La presarea unor produse a căror formare necesită presarea părților din mijloc a suprafețelor de exemplu piese constituind o combinație de disc cu o tijă	Constant, oscilînd în intervalul 0,2°
Pe o dreaptă	La presarea unor produse de formă alungită, respectiv cu guler necircular	Constant, oscilînd în intervalul 0,2° Planul reglat de oscilații este determinat de unghiul β.
Pe o curbă frîntă	La presarea unor piese cu suprafață frontală dințată sau cu nervuri	Constant oscilînd în intervalul 0-2°

Fig. 3 Traiectoria matriței oscilante.

Datorită frecării reduse dintre semifabricat și matrița oscilantă și datorită pătrunderii treptate a deformării în masa semifabricatului, rezultă o umplere perfectă a cavității matriței, astfel încît se pot realiza piese cu forme complicate (fig. 4), într-o singură fază de execuție.

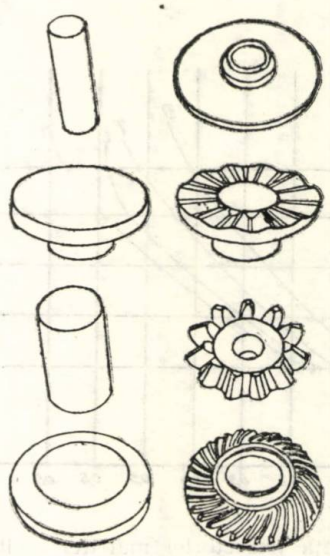


Fig. 4 Piese specifice deformației prin forjare orbitală :
a) semifabricat ;
b) piesa brut deformată.

Se realizează grade de deformare, superioare celor obținute printr-o deformare pe o presă convențională.

Parametrul de proces care demonstrează foarte clar eficiența deformării orbitate este

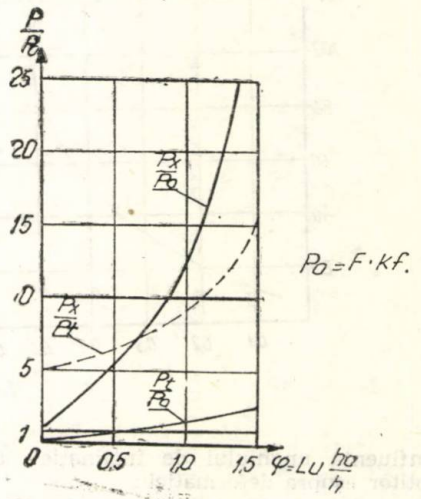


Fig. 5 Comparație între forța de deformare la forjarea orbitală și forța de deformare pe prese convenționale :
φ = grad de deformare logaritmic ;
F = secțiunea transversală a semifabricatului ;
K_f = rezistența de curgere a materialului ;
P_t = forța de deformare la forjarea orbitală ;
P_k = forța de deformare la forjarea pe prese convenționale.

forța de deformare. Comparînd valoarea acestui parametru, în cazul deformării pe prese convenționale și în cazul deformării pe presa

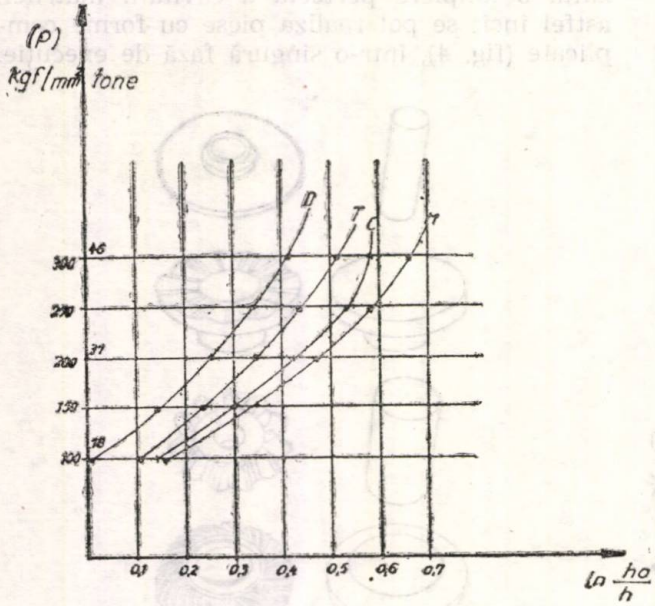


Fig. 6 Influența traiectoriei matriței oscilante asupra deformației.
— timpul de deformare = 12 sec ;
— unghiul de înclinare al matriței oscilante : 2°
D = traiectoria matriței oscilante linie dreaptă ;
T = traiectoria matriței oscilante treflă ;
C = traiectoria matriței oscilante cerc ;
M = traiectoria matriței oscilante melc ;

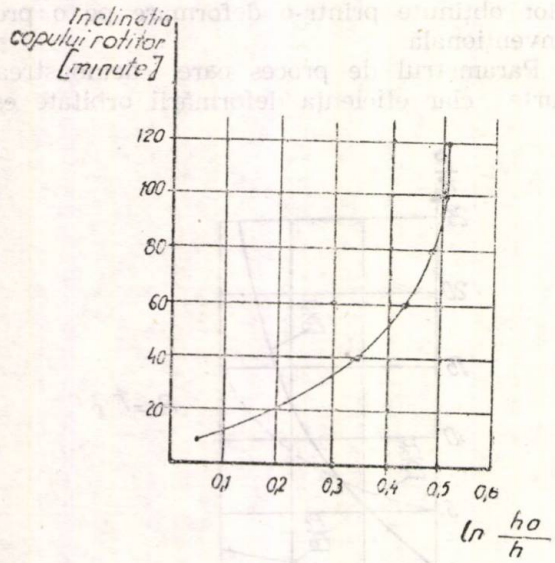


Fig. 7 Influența unghiului de înclinație a capului rotitor asupra deformației :
— forța de deformare P = const = 160 t ;
— timp de deformare t = 15 secunde ;
— traiectoria matriței oscilante : cerc.

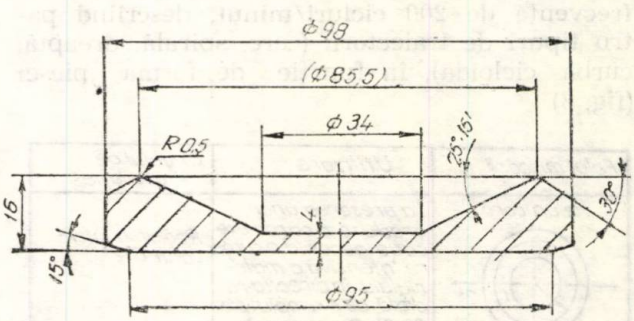
cu matrița superioară oscilantă, a rezultat diagrama prezentată în figura 5.

Forța de deformare orbitală este egală cu o fracțiune (1/5 ... 1/20) din cea folosită la deformarea convențională, diferența dintre forțele necesare depinzînd de unghiul de înclinare al matriței superioare oscilante și de valoarea deformării plastice unitare.

Cînd unghiul de înclinare „γ" este mare, viteza de deformare este, de asemenea, mare. Pe de altă parte, pe măsură ce valoarea vitezei de deformare crește, diferența între forțele necesare în cazul forjării orbitale, respectiv în cazul deformării convenționale crește mai mult.

De exemplu, dacă se refulează o piesă în matrița oscilantă care are un unghi de înclinație $\gamma = 2°$, forța necesară pentru realizarea deformației plastice cu gradul de deformare $\varepsilon = \ln \frac{h_0}{h} = 0{,}25$ este numai a cincea parte din forța necesară pentru realizarea aceluiași grad de deformare, prin metode convenționale. Dacă se realizează un grad de deformare $\varepsilon = 1{,}5$, forța necesară pentru deformarea plastică pe presa de forjat orbital este de 15 ori mai mică, decît aceea necesară pe presa convențională. Din diagrama prezentată în figura 5 se poate determina, valoric, reducerea forței necesare în cazul forjării orbitale, în funcție de gradul de deformare.

Alegerea traiectoriei sculei active, care să corespundă cel mai bine piesei deformate, permite exercitarea unei influențe asupra curgerii metalului, asupra deformației. O influență



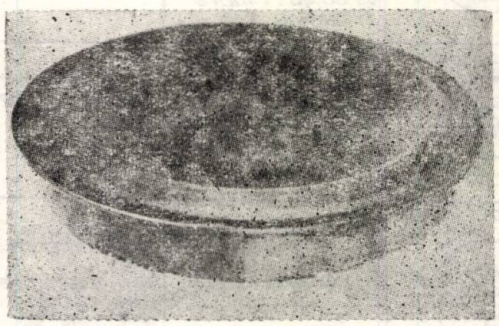
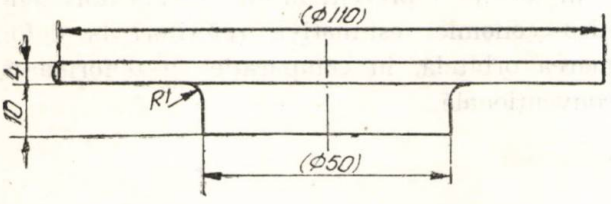


Fig. 8 a

similară o are și alegerea unghiului — limită de oscilație, mărirea sa avînd aceeași influență ca o mărire a presiunii de operare. În diagramele prezentate în figura 6 și figura 7, trasate prin deformarea orbitală a unor epruvete

din oțel OLC 35 (dimensiuni : $d_0 = 50$ mm ; $h_0 = 30$ mm) se demonstrează influența acestor parametrii asupra deformației.



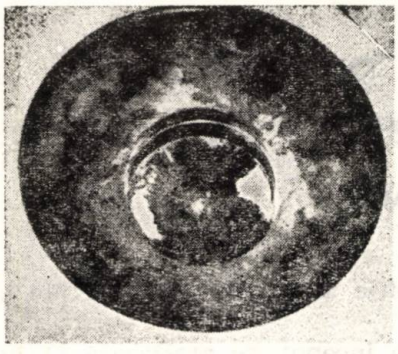
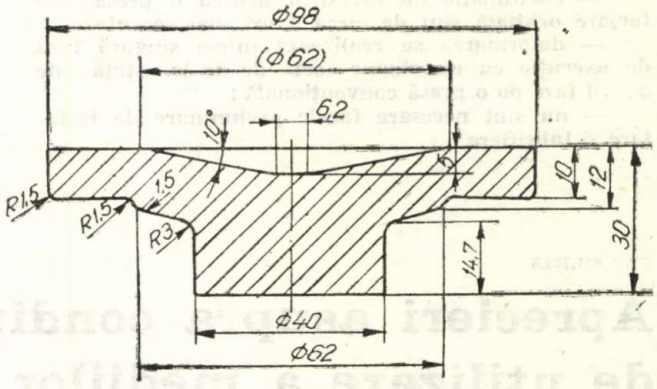


Fig. 8 *b*

Pe presa cu matriță oscilantă, existentă în dotarea I.C.S.I.T.P.S.C., de construcție poloneză, PXW 100, care realizează o forță de deformare de maximum 160 t, s-au putut deforma piese din oțel OLC 35, cu dimensiunile prezentate în figura 8.



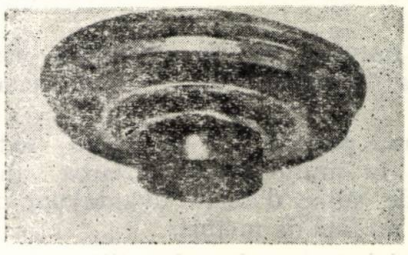


Fig. 8 *c*

Din punct de vedere economic, pe baza celor prezentate și făcînd o comparație între presa de forjare orbitală și o presă convențio-

Tabelul 1

Indicatori economici și tehnici	Presa de forjat orbital PxW-100	Presa convențională 2500 tf (maxipresă)
Putere instalată/kg. utilaj $\left[\frac{kW}{kg}\right]$	$\frac{26}{5000} = 5{,}2 \cdot 10^{-3} \frac{kW}{kg}$	$\frac{112}{155000} = 0{,}72 \cdot 10^{-3} \frac{kW}{kg}$
Greutate piesă max/Greutate utilaj $\left[\frac{kg}{kg}\right]$	$\frac{2{,}5}{5000} = 0{,}5 \cdot 10^{-3}$	$\frac{3{,}0}{155000} = 0{,}01 \cdot 10^{-3}$
Lei investiții/tonă $\left[\frac{lei}{tonă}\right]$	$\frac{1.000.000}{2} = 2 \cdot 10^5 \frac{lei}{tonă}$	$\frac{25.000.000}{155} = 0{,}95 \cdot 10^5$
kg. scule/kg piesă $\left[\frac{kg}{kg}\right]$	$\frac{20}{1000} = 0{,}02$	$\frac{30}{1000} = 0{,}03$
Productivitate : [buc/minut]	$3 \ldots 5 \frac{buc.}{min.}$	$20 \ldots 50 \frac{buc.}{min.}$
Timp de reglaj și schimb scule [minute]	15 . . 30 min.	240 . . . 480 min.
Plafon de zgomot	80 dB	110 dB

nală echivalentă (domeniu comparabil de utilizări), putem rezuma :

— cheltuielile de investiţii pentru o presă de forjare orbitală sînt de circa 4 ori mai scăzute ;
— deformarea se realizează într-o singură fază de execuţie cu un singur set de scule, faţă de 3 . . . 4 faze pe o presă convenţională ;
— nu sînt necesare fazele preliminare de fosfatare şi lubrifiere ;
— se realizează o matriţare de precizie ;
— se reduce manopera de prelucrări prin aşchiere pînă la 95%.

În tabelul 1 prezentăm cîţiva indicatori tehnico-economici estimativi, referitori la deformarea orbitală, în comparaţie cu deformarea convenţională.

CZ : 621.785.6

Aprecieri asupra condiţiilor practice de utilizare a mediilor sintetice de călire

Ing. Valer **PANTEA**, ing. Dinu **IONESCU**, ing. Constantin **TRAISTARU**, ing. Raluca **CHIRIACESCU** — I.C.S.I.T.P.S.C. Bucureşti

În ultima perioadă, a căpătat o extindere deosebită, în multe ţări, utilizarea mediilor sintetice de călire, datorită avantajelor pe care acestea le au faţă de uleiuri.

Avantajele categorice ale utilizării mediilor sintetice, în raport cu uleiul, sînt, în general, cunoscute, de aceea nu le amintim. Datorită, însă, unor aspecte tehnologice şi a unor condiţii restrictive de exploatare, mediile sintetice nu constituie încă soluţia universală care să elimine total uleiurile de tratament termic.

Prezentăm, în continuare, unele date obţinute în urma experimentării în laborator şi în industrie a unor soluţii încercate în România.

De la început, se precizează că încercările au arătat că soluţiile apoase de materiale organice nu pot reproduce integral curbele de răcire ale uleiurilor, indiferent că sînt rapide sau lente. Pentru o capacitate de răcire simi-

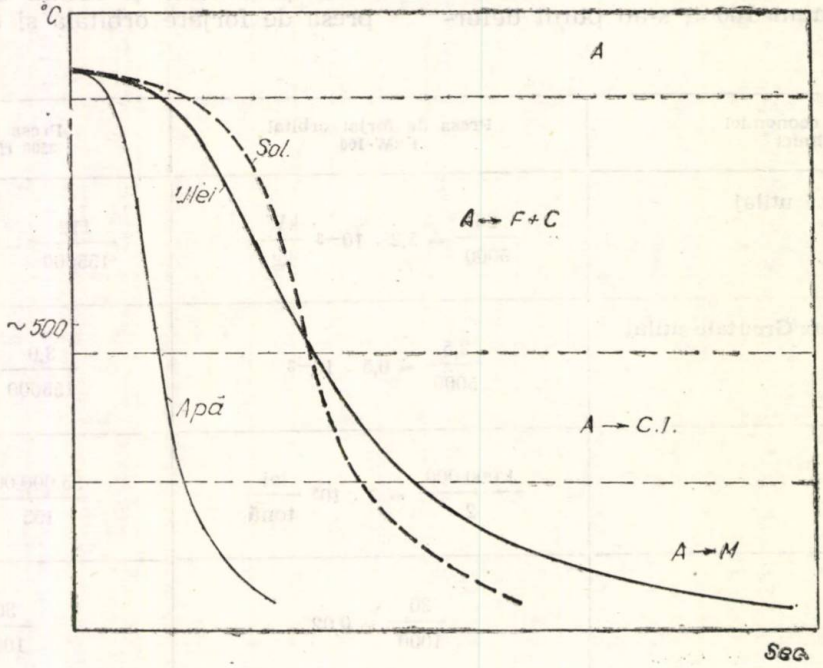


Fig. 1 Diagrama schematică a curbelor de răcire pentru apă, ulei şi soluţie organică.

lară cu a uleiului, orice tip de soluţie apoasă organică are alura curbei de răcire, diferită, în anumite intervale.

Aşa cum se poate vedea în diagrama schematică din figura 1, în intervalul de temperaturi 800 . . . 500°C soluţiile răcesc mai lent ca

uleiul, iar sub 500°C răcesc mai rapid. Datorită acestei caracteristici, apar unele deosebiri între rezultatele obținute după călire în soluții organice, comparativ cu uleiurile.

Această situație poate fi întîlnită la toate tipurile de soluții organice utilizate curent în industrie (soluții de alcool polivinilic, de polialchilenglicoli, de carboximetilceluloză și altele).

Deosebirile constatate între rezultatele obținute prin răcire în ulei și în soluții organice sînt de două feluri. O deosebire constă în mărimea deformațiilor și a tendinței la fisurare și alta, în caracteristicile mecanice obținute pe piese.

Față de ulei, soluțiile care îl înlocuiesc realizează deformații mai mari și au o tendință la fisurare mai accentuată dar conduc, în general, la proprietăți mecanice superioare. În mod obișnuit, deformațiile obținute după călire în soluții apoase organice se plasează la o valoare medie, între deformațiile obținute la apă și cele obținute la ulei. Determinările au fost efectuate pe probe de forma literei „C", executate din oțeluri cu diferite compoziții, arătate în tabelul 1.

Compoziția chimică a oțelurilor utilizate în încercări

Tabelul 1

Oțel	C	Mn	Cr	Mo	Ni	Al	Obs.
1	0,45	0,75	—	—	—	—	Alte elem. în lim. norm.
2	1,00	0,60	—	—	—	—	
3	0,40	0,70	1,00	—	—	—	
4	0,40	0,60	1,10	0,30	—	—	
5	0,35	0,70	0,90	0,25	1,50	—	
6	0,38	0,60	0,80	0,25	—	0,90	
7	0,20	1,10	1,20	0,30	—	—	Cem.

Tendința la fisurare a fost determinată pe probe asemănătoare, avînd însă o decupare de 5×10 mm, cu unghiuri drepte la partea cea mai groasă. S-a constatat, de asemenea că probele călite în soluții organice apoase, menținute fără revenire 24 ore, fisurează în proporție mai mare decît cele răcite în ulei.

Comparația între tendința la fisurare, cît și între valorile medii ale deformațiilor obținute pe probe executate din oțelul nr. 2 cu 1% carbon, sînt date în figura 2.

Se face observația că mediile de călire au fost menținute în condiții asemănătoare celor întîlnite în exploatare și anume :

— agitare medie ;
— temperatura apei 20°C ;
— temperatura soluțiilor 35°C ;
— temperatura uleiului 60°C.

În ceea ce privește proprietățile fizico-mecanice s-au remarcat următoarele aspecte :

— la suprafața pieselor executate din oțeluri carbon, cu mai puțin de 0,50 % carbon și

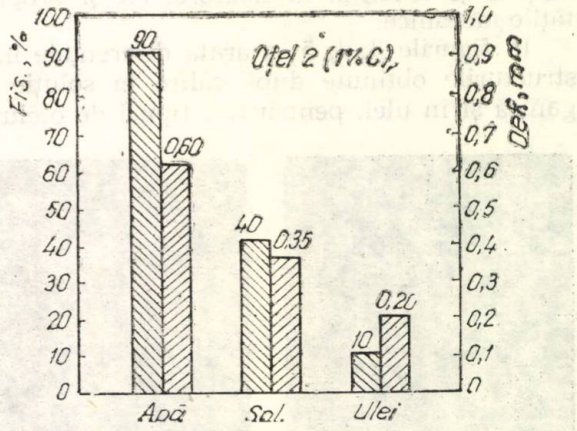


Fig. 2 Valoarea deformațiilor și proporția de fisurare a unor epruvete din oțel cu 1% C, după 24 ore de la călirea în apă, ulei și soluție organică.

din unele oțeluri aliate, duritatea este mai scăzută după călire în soluții organice apoase, decît cea realizată prin călire în ulei ;

— în secțiunea pieselor executate din majoritatea oțelurilor aliate, duritatea se menține ridicată pe o adîncime mai mare după călire în soluții organice apoase, decît după răcire în ulei ;

— proprietățile de tenacitate, în cazul mărcilor de oțeluri aliate de îmbunătățire de tip Mo—Cr, Cr—Ni și Cr—Ni—Mo, sînt superioare, în cazul răcirii pieselor în soluții organice, față de cazul călirii în ulei.

S-a constatat, statistic, în multe uzine, că oțelurile carbon cu mai puțin de 0,50%, sau cele aliate cu aluminiu sau cu siliciu, obțin, după călire în soluții organice, durități mai mici decît în cazul răcirii în ulei, în timp ce majoritatea oțelurilor aliate realizează durități mai mari. Totodată, unele oțeluri aliate, după călire în soluții organice și revenire pentru duritate la suprafață echivalentă cu cea obținută prin răcire în ulei, capătă proprietăți de tenacitate superioare (reziliența cu 10 ... 20 jouli/cm^2, alungirea cu 1 ... 2% și limita de curgere cu 10 ... 20 N/mm^2, mai mari).

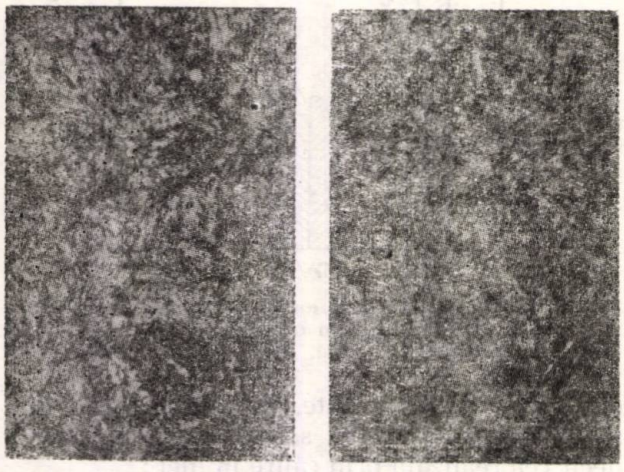
Explicația deosebirilor menționate mai înainte constă în tipul structurii obținute după călire.

La o anumită distanță de la suprafață, prin călirea la ulei a unei piese din oțel de îmbunătățire, se obține o proporție oarecare de martensită și constituienți intermediari. Curba de răcire a soluțiilor organice, sub 500°C, așa cum s-a văzut în figura 1, conduce la obținerea unei cantități mai mari de martensită.

Pe de altă parte, între 800 și 500°C, procentajul de ferită, sau de constituienți intermediari la anumite oțeluri, va fi superior celui

obținut după călire la ulei. Deci proporțiile diferite între constituienți pot explica deosebirile observate între călirea în ulei și cea în soluții organice, atît în ceea ce privește deformațiile și tendința la fisurare, cît și proprietățile mecanice.

În figurile 3, 4, 5 se arată diferențele între structurile obținute după călire în soluție organică și în ulei, pentru trei tipuri de oțeluri.



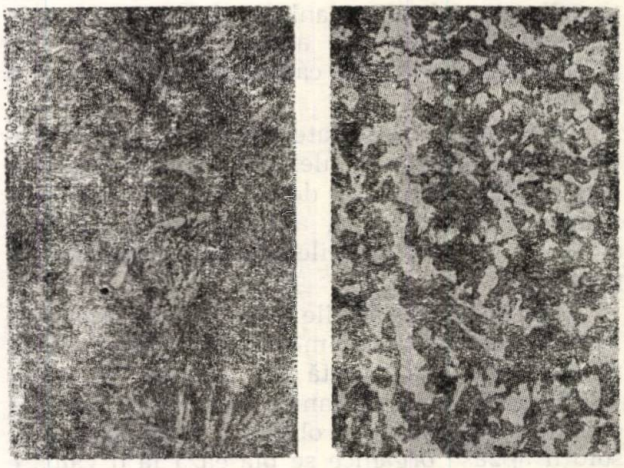
b *a*

Fig. 3 Structura obținută la 2,5 mm de suprafața unor epruvete ∅ 10 mm din oțel cu 0,45% C după călire în ulei (a) și soluție organică (b). Mărire 500 : 1, atac nital 2%.

Structurile din figurile 3 a și b sînt asemănătoare, dar la proba călită în soluție organică proporția de troostită este mai mare (oțel cu 0,45% C).

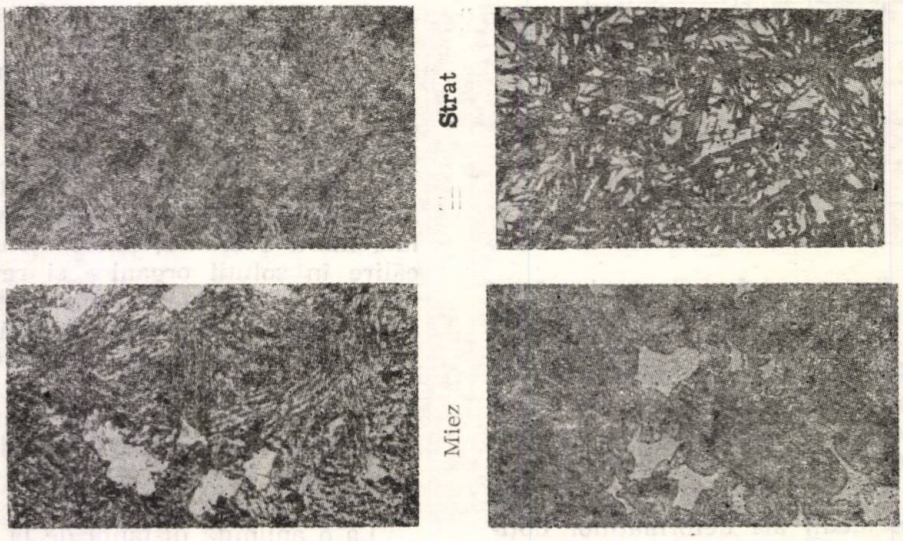
Structurile din figurile 4 și b arată că, soluția organică, datorită vitezei de răcire mai mică între 900 și 500°C, permite separarea unei cantități mari de ferită (oțel cu 0,9% Al).

Structurile din figura 5 arată că viteza de răcire a soluției organice, mai mare ca a uleiului sub 500°C, conduce la apariția unei cantități sporite de austenită reziduală în stratul cementat. În același timp în miez, datorită vitezei de răcire mai mici a soluției organice între 850 și 500°C, se separă o cantitate mai mare de ferită (oțel Mo—Mn—Cr de cementare).



a *b*

Fig. 4 Structura obținută în centrul unor epruvete ∅ 60 mm din oțel cu 0,9% Al, după călire în ulei (a) și soluție organică (b). Mărire 500 : 1, atac nital 2%.



a *b*

Fig. 5 Structura obținută pe epruvete ∅ 45 mm din oțel de cementare Mo—Mn—Cr, după călire în ulei (a) și soluție organică (b) în strat și miez. Mărire 500 : 1, atac nital 2%.

Bineînțeles că prin varierea concentrației soluției, și eventual a temperaturii, se poate obține o curbă de răcire a mediului sintetic apropiată de aceea ideală, pentru un anumit

tip de oțel. Acest lucru se practică în anumite uzine.

În situația, însă, că se tratează termic o gamă variată de oțeluri în același utilaj, se prepară o soluție de călire cu caracteristici de răcire medii și în acest caz se pot obține, pentru anumite materiale, proprietăți inferioare.

În ceea ce privește oțelurile de scule, o anumită compoziție a soluției organice poate conduce la rezultate excelente la unele tipuri de oțeluri, în timp ce la altele nu se mai poate obține efectul de durificare secundară sau se obține acest efect, dar cu prețul unor deformații mai mari și al pericolului de fisurare.

În România mediile sintetice de călire sînt utilizate în peste 30 uzine cu cele mai diferite profiluri de fabricație. Înlocuirea uleiului în bazinele de răcire obișnuite s-a efectuat fără nici o modificare a utilajelor. În ceea ce privește cuptoarele cu bazin integrat folosind atmosferă controlată, fiind necesare modificări constructive cu scopul de a preîntîmpina contactul între vaporii de apă și atmosferă, la acestea nu se utilizează încă soluții apoase. La cuptoarele continue cu atmosferă controlată, adoptarea soluțiilor apoase a fost mai simplă și a făcut posibilă călirea în mediu sintetic.

Călirea pieselor, sau a sculelor încălzite în băi de săruri folosind soluții organice apoase a fost practic, imposibil, de aplicat. Sărurile aderente pe piese poluează rapid soluțiile de călire schimbînd proprietățile de răcire, rapid, de la șarjă la șarjă. Regenerarea soluțiilor se poate face doar în cazul folosirii polimerilor cu solubilitate inversă, prin încălziri repetate pentru separarea lor din apa conținînd sărurile disolvate. Aceste operații, fiind necesare zilnic, complică și îngreunează mult folosirea soluțiilor organice la călirea reperelor încălzite în băi de săruri.

În exploatarea mediilor sintetice a apărut și problema degradării rapide a soluțiilor, în unele cazuri, datorită bacteriilor și a unor ciuperci, ceea ce a făcut necesare proceduri suplimentare de protecție.

Dacă se adaugă la aceste impedimente și necesitatea unui control periodic al soluțiilor apoase și urmărirea lor în exploatare cu mai multă atenție decît în cazul uleiurilor, constatăm că introducerea mediilor sintetice în folosirea curentă nu se face prea ușor.

Ținînd seama de cele arătate mai înainte, rezultate din constatările făcute ca urmare exploatării unui mediu sintetic în uzinele din România în ultimii cinci ani, se pot sublinia unele aspecte caracteristice.

Avantajele utilizării mediilor sintetice în locul uleiurilor de călire sînt de necontestat. Soluțiile apoase sînt neinflamabile, nu murdăresc locul de muncă, nu degajă fum sau vapori toxici, nu necesită spălarea pieselor cu soluții detergente la cald și prezintă și unele avantaje tehnologice.

Mediul sintetic utilizat în România are, în plus, avantajul că este mult mai ieftin decît uleiurile și nu provine din industria petrochimică.

În **concluzie**, după opinia noastră, introducerea mediilor sintetice în exploatare trebuie făcută ținînd seama de anumite criterii și anume :

— tipul utilajului folosit pentru călire ;

— materialul din care sînt exectutate piesele care se vor căli în mediul sintetic ;

— forma și dimensiunile pieselor care se călesc ;

— mărimea seriei de fabricație și varietatea formei, dimensiunilor și materialelor utilizate în decursul unei perioade ;

— posibilitățile de modificare a tehnologiei de tratament termic, pentru reperele care se vor căli în mediu sintetic ;

— posibilitatea de a se modifica, în anumite cazuri, alura curbei de răcire a mediului de călire, prin anumite mijloace chimice sau fizice ;

— avantajele tehnico-economice finale (care în unele situații, nu sînt categorice).

CZ : 621.78

Procedeu de realizare a straturilor de difuzie pe suport de oțel, cu aplicații la fabricarea cuzineților

Ing. Valer **PANTEA**, ing. Ștefania **BAICU**, ing. Elena **GHEBE** — I.C.S.I.T.P.S.C. București
Ing. Maria **MARINESCU**, ing. Liliana **ROMAN** — I.C.T.C.M. București
Ing. Constantin **DICU** — Întreprinderea „23 August" București

În domeniul tehnologiei tratamentelor superficiale privind difuzia de metale în metale, în vederea creșterii rezistenței la efectele distructive (uzură, coroziune, gripare) ale unor materiale ieftine, sînt cunoscute tratamentele prin straturi de difuzie care prezintă interes în industria construcțiilor de mașini.

În literatura tehnică, începînd din anul 1970, se remarcă tratamentele superficiale constînd din modificarea compoziției chimice superficiale a pieselor, printr-o depunere galvanică, urmată de o difuzie termică, sub denumirile comerciale de FOREZ, STANAL, ZINAL, DELSUN.

Aceste tratamente implică difuzia de metale antifricțiune în straturi metalice de suport care se pot realiza prin metodele :

1. depunere electrolitică pe un metal suport a unuia sau mai multor metale susceptibile să formeze aliaje cu compoziții și caracteristici deosebite, prin difuzia acestora în suportul metalic, în timpul tratamentului termic ca de exemplu depunerea staniului, sau a staniului și stibiului și difuzia termică în suportul metalic) ;

2. depunerea electrolitică, pe un suport metalic, a mai multor metale susceptibile să formeze prin difuzie mutuală, în strat, aliaje interesante, fără intervenția metalului suport (depunerea aliajului Cu—Sn și realizarea bronzului în urma tratamentului termic).

Din prima metodă de realizare a straturilor de difuzie s-a pus în evidență importanța unor compuși pe bază de staniu și fier obținuți prin tratamentul termic de difuzie, după un ciclu programat, al pieselor din oțel acoperite în prealabil cu aliaj pe bază de staniu.

Pentru ca să prezinte interes practic, acești compuși trebuie să fie foarte aderenți la materialul de bază, iar stratul obținut să fie compact și lipsit de porozități.

Acest procedeu se poate aplica la majoritatea materialelor feroase care suportă, fără modificări structurale, reveniri la 600°C.

Piesele tratate prin acest procedeu prezintă durități ridicate (600—900 HV_{50}), proprietăți de fricțiune foarte bune, proprietăți îmbunătățite de rodaj ale pieselor în funcționare, precum și rezistență ridicată la coroziunea atmosferică (sau mult superioară în mediu salin), față de piesele netratate.

Din figura 1 [1], se observă influența tratamentului asupra capacității de menținere a filmului de ulei la suprafața unei piese supuse la frecare.

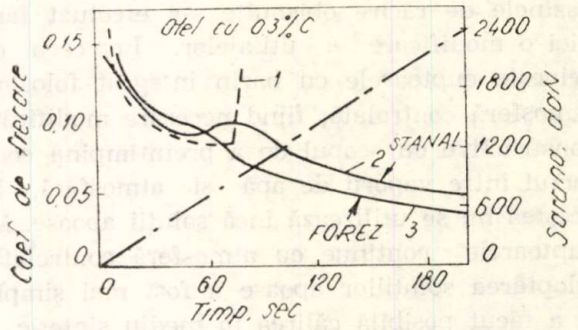


Fig. 1 Influența stratului asupra comportării la frecare [1].
1 — oțel cu 0,3 % C ; 2 — oțel cu 0,3 % C cu strat pe bază de Sn ; 3 — oțel cu 0,3 % C cu strat de bronz.

Piesele tratate din oțeluri de construcții convenționale, cu straturi de compuși pe bază de staniu, pot să funcționeze în condiții de frecare fără ungere, în apă și în anumite medii corozive.

Din figura 2 [1], se observă comportarea excelentă la coroziune a pieselor tratate, comparativ cu un oțel inoxidabil.

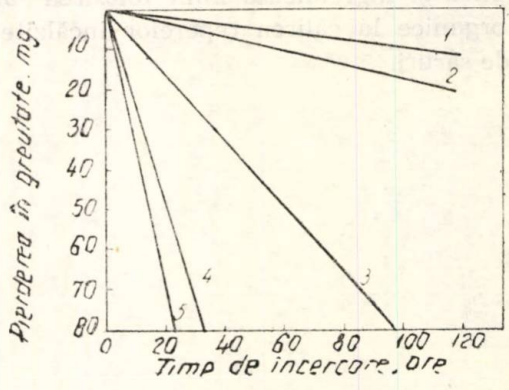


Fig. 2 Influența stratului asupra rezistenței la coroziune (în soluție de 5% NaCl) [1].
1 — oțel inoxidabil ; 2 — oțel cu 0,8 % C cu strat pe bază de Sn ; 3 — oțel cu 0,8 % C cu strat de bronz ; 4 — oțel cu 0,35 % C ; 5 — oțel cu 0,8 % C.

În figurile 3—5 se prezintă microstructurile straturilor de difuzie pe bază de staniu pentru cîteva oțeluri.

În urma unor experimentări de obținere a straturilor de difuzie pe bază de staniu, pe suport de oțel-carbon și oțel inoxidabil, s-au

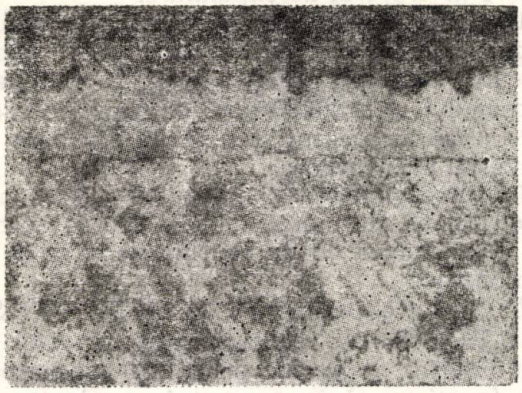


Fig. 3 Microstructura unui oțel cu 0,35% C cu strat superficial STANAL. Duritate în strat $600HV_{50}$ [3, 2]. Mărire 400 : 1.

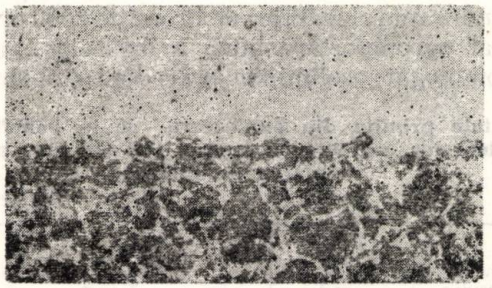


Fig. 4 Microstructura unui oțel cu 0,8% C tratat STANAL. Duritatea în strat 900 HV_{50} [3, 2]. Mărire 400 : 1.

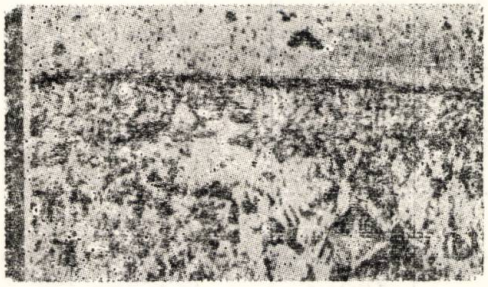


Fig. 5 Microstructura unui oțel slab aliat cu Ni—Cr, călit revenit, tratat STANAL [4]. Mărire 400:1.

realizat straturi superficiale alcătuite din compuși pe bază de staniu, prin depunere electrolitică de aliaj de staniu, urmată de un tratament termic programat de difuzie. S-au obținut straturi uniforme, cu durități de 600—1200 VH_{50} și aderență foarte bună la suportul feros. În figura 6 se prezintă un strat pe bază de Cu pe suport de OLC60. Încercările de comportare la uzură și frecare ale unor epruvete din oțel, cu strat superficial pe bază de staniu au indicat o comportare comparabilă, sau ușor superioară, față de cea a bronzului Bz14T, coeficientul de frecare al straturilor de compuși Fe—Sn, pe suport de oțel OLC 60, fiind 0,0282, pe suport de

Fig. 6 Aspectul stratului de difuzie pe bază de staniu, pe un suport de oțel OLC 60. Grosimea stratului de difuzie : circa 12 μm ; mărire 2000 : 1.

oțel OLC 36—0,0371, iar pe suport de oțel inoxidabil 0,028, față de coeficientul de frecare al bronzului Bz14T de 0,0375.

Procedeul se utilizează în general :

— în ansamble unde apare gripare sau coroziune ;

— în construcții unde se pot înlocui oțeluri de înaltă calitate sau bronz cu oțeluri ieftine tratate STANAL.

Din cea de a doua metodă de realizare a straturilor de difuzie, un interes deosebit prezintă straturile de bronz obținute prin depunere electrolitică și difuzie termică pe suporturi de oțel carbon, pentru care s-au făcut cercetări mai ample la I.C.S.I.T.P.S.C. și I.C.T.C.M., în scopul reducerii consumului de bronz la anumite organe de mașini.

Acest procedeu constă în depunerea electrolitică de aliaj Cu—Sn pe suportul de oțel, urmată de un tratament termic de difuzie pentru formarea bronzului în strat.

Depunerea electrolitică a aliajului se realizează în soluții de tipul cianură — stanat, la o temperatură de 60°C și o densitate de curent de 3—5 A/dm^2.

Stratul de bronz se poate realiza cu o compoziție variabilă în staniu și cupru, prezentînd interes practic straturile cu 14—20% Sn.

Temperatura maximă a procesului este de 600°C asigurînd o difuzie mutuală între cuprul și staniul din strat și o difuzie parțială a acestora în suportul feros, formîndu-se în strat faze conform diagramei de echilibru Cu—Sn α (soluție de Cu—Sn) și δ (compus intermetalic Cu 3 Sn 3). Predomină una din faze, în funcție de compoziția aliajului depus.

În straturile de bronz cu 14—16% Sn predomină soluția solidă și urme de delta, straturile de bronz cu 18—20% Sn conțin soluție

alfa și eutecticul ($\alpha + \delta$), iar straturile cu 25—30% Sn conțin compusul δ și eutecticul de $\alpha + \delta$ (structuri fragile).

Cîteva aspecte ale unor structuri de bronz obținute pe diferite oțeluri și fontă sînt prezentate în figurile 7 și 8.

Fig. 7 Microstructura straturilor de bronz pe un lagăr de oțel. Mărire 500 : 1.
— suport de oțel OLT 65
— strat de bronz cu 12,8 % Sn
— grosime strat 0,035 μ m

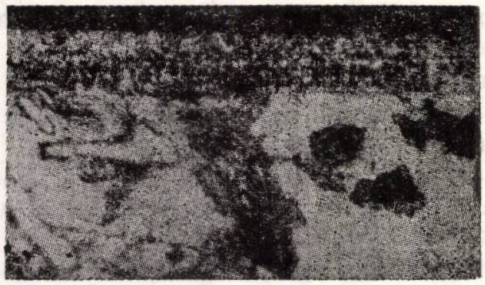


Fig. 8 Microstructura unui strat de bronz pe suport de fontă. Mărire 500 : 1.
— suport de fontă ;
— grosime strat 0,030 μm

Duritatea stratului variază în funcție de proporția de faze α și δ prezente în strat, fiind cuprinsă, de obicei, între 200 și 400 $VH_{0,05}$, în funcție de conținutul de staniu din strat.

Grosimea totală a stratului depinde de grosimea stratului depus ; în mod obișnuit este de 20—30 μm, stratul de bronz format avînd o aderență foarte bună la oțelul de bază.

Piesele astfel tratate prezintă proprietăți bune de rezistență la uzură și gripare și proprietăți excelente de acomodare. Tratamentul se aplică pieselor prelucrate finit. Cercetările experimentale privind comportarea la frecare și uzură a unor epruvete din diferite oțeluri cu straturi superficiale de bronz, realizate conform tehnologiei prezentate, au indicat o comportare comparabilă cu cea a bronzului Bz14T.

Oțelurile cu straturi superficiale de bronz pot fi utilizate pentru înlocuirea bronzului și alamei, în mecanisme unde gradul de nealiniere între piese este mic, însă unde apar sarcini mari și, în același timp, este necesară o anumită rezistență la coroziune.

Stratul de bronz permite acomodarea și curgerea plastică a suprafețelor asigurînd o distribuție mai uniformă a sarcinii, fără ca stratul să exfolieze sau să fisureze.

Valorile foarte bune ale coeficientului de frecare (0,025—0,035) și uzurile globale mici au indicat acest procedeu ca soluție potențială pentru organe de mașini supuse la uzură prin frecare în procesul de exploatare.

Un domeniu cu posibilități mari de aplicare îl constituie lagărele de antifricțiune pentru motoare, considerîndu-se oportună extinderea procedeului și la alte tipuri de piese de serie mare, care în prezent se execută din bare de bronz sau prin turnare.

La Intreprinderea „23 August" lagărele axului cu came ale motorului MB 820 se execută din bronz turnat cu un consum de circa 30 tone bronz/an.

În cadrul experimentărilor la I.C.S.I.T.P.S.C. și I.C.T.C.M., s-au realizat lagăre din oțel cu strat interior de bronz, pentru 60 de motoare, care funcționează în prezent în exploatare pe diferite agregate în țară. Datele de anduranță din exploatare (peste 5000 ore de funcționare, fără o uzură avansată a stratului, comparativ cu anduranța lagărelor de bronz de 8000 ore) au indicat o comportare bună a lagărelor, astfel s-a omologat preliminar procedeul (tabelul 1).

Rezultate primite din exploatare de la beneficiarii motoarelor echipate cu lagăre din oțel cu strat interior de bronz

Tabelul 1

Numărul motorului	Nr. orelor de funcț.	Obs. beneficiarilor
1	420	Nu s-au sesizat defecțiuni în circuitul de ungere
2	180	
3	192	
4	1560	Motoarele funcționează normal
5	1050	
6	1123	
7	5493	
8	4586	
9	3112	Funcționează normal fără def. în circuitul de ungere
10	3232	
11	3886	

Tehnologia este simplă, se realizează cu materiale și utilaje din țară (baie de depunere elec-

trolitică Cu—Sn, cuptor de vid de temperatură joasă), putîndu-se asimila ușor de către întreprinderi.

Efectele economice sînt de ordin energetic, consum de materiale deficitare, preț de cost.

Înlocuirea lagărelor de bronz cu lagăre de oțel cu strat antifricțiune de bronz, conduce la reducerea consumului de bronz cu aproximativ 30 t/an, reducîndu-se prețul de cost al lagărelor cu circa 70%.

Procedeul se poate aplica la organe de mașini, la piese de tip lagăre și bucșe, executate din oțeluri și fonte cu straturi de difuzie rezistente la uzură, unde se cere o îmbunătățire a caracteristicilor tribologice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gregory, J. C.*: „Tratamente de difuzie metalică la temperatură joasă, în vederea îmbunătățirii rezistenței la gripare și uzură a pieselor feroase și neferoase". Heat Treatment of Metals, nr. 2/1978.

[2] *Canbet, J. J.*: „Procedeu de realizare a stratului rezistent la uzură, gripare și coroziune...". Schmiertechnik und Tribologie, nr. 5/1974.

[3] *x x x*: 2 mes journées d'etude sur les traitements de surface contre l'usure, Saint Etienne, 23—24 sept., 1971.

[4] *x x x*: Prospect STANAL — H.E.T. France.

CZ : 621.747.31

Îmbunătățirea dezbaterii pieselor din aliaje de aluminiu

Dr. ing. Elly **COHN**, ing. Cornelia **IONESCU**, chim. Ioana **SCURTU** — I.C.S.I.T.P.S.C. București
Prof. dr. ing. Cleopatra **VASILIU**, ing. Jana **NICOLESCU**, ing. Felicia **WEINER**, ing. Alexandru **CONSTANTINESCU** — Institutul politehnic Iași

Dezbaterea pieselor din aliaje neferoase, și în special a celor de aluminiu, constituie (în ultima perioadă de timp) una din problemele principale, care preocupă mai multe turnătorii din țară, deoarece necesită o mare cantitate de manoperă, un consum ridicat de energie și produce un mediu viciat, încărcat de particule de silice, vătămătoare pentru personalul turnătoriilor.

În turnătoriile de aliaje de aluminiu se folosesc miezuri și forme fabricate cu ajutorul lianților obișnuiți ca: rășini fenolice și rășini furanice, dextrină, ulei de in, silicat de sodiu, vicosildez și alții [1—4].

În foarte multe cazuri îndepărtarea miezurilor prin mijloace mecanice conduce la fisuri și crăpături în piese, fapt care obligă ca, adesea, piesele să fie dezbătute prin introducerea lor în cuptoare la temperaturi ridicate, ceea ce permite arderea lianților, iar după răcire nisipul rămas se poate înlătura cu ușurință.

Această metodă de lucru necesită însă cuptoare, energie și combustibil, ceea ce ridică prețul de cost al pieselor turnate.

Pentru îmbunătățirea dezbaterii pieselor de aluminiu s-au propus (și se cercetează în mai multe direcții) unele metode, deja aplicate în industrie. Printre soluțiile preconizate se pot enumera [5, 6].

— aplicarea miezurilor solubile în apă, a căror tehnologie de fabricație este relativ simplă, îndepărtarea miezurilor după turnare efectuîndu-se prin dizolvarea acestora în apă. Această tehnologie a fost aplicată în țară, cu rezultate favorabile [7—10], îndepărtarea miezurilor din piesele turnate efectuîndu-se în instalații de solubilizare, special amenajate pentru acest scop;

— introducerea de adaosuri organice, în compoziția amestecurilor de formare utilizate la confecționarea miezurilor, în vederea facilitării dezbaterii miezurilor. Se introduc adaosuri care ard ușor și produc gaze care distrug peliculele de liant și punțile de legătură între granulele de nisip, micșorînd rezistența miezurilor. Asemenea adaosuri, încercate în turnătoriile de neferoase sînt: ureea, petrolul, celuloza, naftalina, eterii de celuloză, bitumuri lichide, uleiuri minerale etc. Eficacitatea acestor adaosuri este determinată, după [5, 11, 12], de tensiunea gazeificării acestora, determinată cu ajutorul relației:

$$W = \frac{V}{t},$$

în care:

W — intensitatea gazeificării;
V — volumul de gaze la 1 gram adaos, $[cm]^3$;
t — diferența de temperatură la începutul t_i și sfîrșitul degajării de gaze $t_f - t = t_i - t_f$;

— introducerea de lianți noi, pe bază de rășini sintetice, care ard mai ușor și pot conduce la o îndepărtare mai ușoară a miezurilor. Aceste rășini, cu proprietăți diferite față de acelea ale rășinilor fenolice și furanice utilizate actualmente, trebuie să posede o greutate mole-

culară mai mică şi să fie analizate sub mai mai multe aspecte, care interesează practica fabricării miezurilor şi formelor. Printre acestea considerăm că urmează a se studia răşinile poliesterice nesaturate, vinilice şi acrilice.

Cercetările efectuate în laboratoarele I.C.S.I.T.P.S.C. au fost îndreptate în vederea stabilirii unor adaosuri eficiente, care să faciliteze dezbaterea pieselor turnate în forme şi miezuri preparate cu lianţi obişnuiţi, precum şi în direcţia preparării şi verificării eficacităţii unor lianţi noi, pe bază de răşini poliesterice, acrilice şi vinilice.

Tabelul 1

Sita nr.	1,0	0,6	0,3	0,2	0,1	0,04	tavă
granulaţie %	0	0,10	15,40	39,80	38,70	4,90	0,30

În lucrarea de faţă se prezintă, în continuare, cercetările efectuate în vederea stabilirii eficacităţii unor adaosuri organice pentru uşurarea dezbaterii.

Tabelul 2

Reţeta de preparare [%]		Permeabilitate crud [unit.]	Rezist. la comp. crud [daN/cm²]	Compresiune uscat [daN/cm²]	Tracţiune [daN/cm²]	N indice de dezbatere
nisip Aghireş	91					
dextrină	3,6					
argilă	2,4	205	0,21	54	9	6
apă	2					
ulei de in	1					
idem ulei I 35	1,5	145	0,145	23-21	3,4	2-3
idem C.M.C.	1,5	180	2,10	11-10	8	1
idem naftalină	1,5	120	0,180	36	1,2	2,3
idem parafină solubilizată în toluen	1,5	90	0,17	36	1,33	2
idem colofoniu	0,5	110	0,140	76	1	5-10
idem uree	0,5	130	0,120	72	9	6-4
idem uree	1	100	0,130	50	8,5	11-9
idem etilenglicol	0,5	90	0,150	53	7,2	8-6
idem etilenglicol	90	90	0,140	38	7	10-8
idem glicerină	0,5	190	0,140	32	4	3
idem glicerină	1	190	0,150	36	6	2

Încercările au fost efectuate prin folosirea nisipului de Aghireş cu următoarea compoziţie granulometrică (tab. 1).

Nisipul posedă o componentă levigabilă de 0,8%. S-a verificat eficacitatea asupra dezbaterii pieselor din aluminiu a următoarelor produse : ulei petrolier 1—35, carboximetilceluloză, naftalină, parafină, colofoniu, uree, etilenglicol şi glicerină.

Rezultatele obţinute sînt indicate în tabelul 2.

S-a verificat eficacitatea adaosurilor asupra dezbaterii pieselor de aluminiu, turnate în miezuri şi forme preparate cu reţeta indicată la poziţia 1, în tabelul 2.

Tabelul 3

Reţeta de preparare		Lemn crud	Rezist. crud	Rezist. uscat	Tracţiune [daN/cm²]	N
nisip	91					
dextrină	3,6					
bentonită	2,4	200	0,21	44	10	5
apă	2					
ulei de in	1					
idem cemirom I	0,05	150	0,38	56	11	4
idem cemirom I	0,1	135	0,45	60	10	3
idem cemirom I	0,15	140	0,47	58	13	2
idem cemirom II	0,05	140	0,38	80	12	4
idem cemirom II	0,10	120	0,32	76	13	3
idem cemirom II	0,15	135	0,33	70	10	2
idem cemirom VI	0,05	110	0,43	68	9	5
idem cemirom VI	0,1	120	0,43	70	15	4
idem cemirom VI	0,15	100	0,40	70	15	5
idem CMC 0,05		120	0,50	54	10	4
idem CMC 0,1		120	0,57	44	5	3
idem CMC 0,15		115	0,58	42	5	3

S-a verificat, de asemenea, efectul noilor produse ce se fabrică în ţară pe bază de celuloză micronizată şi anume Cemirom I, Cemirom II şi Cemirom VI.

Eficacitatea adaosurilor, în comparaţie cu carboximetilceluloză, a fost încercată asupra pieselor turnate în miezuri şi forme preparate cu dextrină şi ulei de in (tab. 3) silicat de

Tabelul 4

Rețeta de preparare [%]		Compresiune uscat [daN/cm²]	Tracțiune [daN/cm²]	N indice de dezbatere
nisip	96,7			
rășină furanică	2,5			
întoritor	0,8	46	7	3
idem				
cemirom I	0,5	31	2,8	2
idem				
cemirom	1	30	2,6	1
nisip Aghireș	92			
silicat de sodiu	8	36	7	16
nisip Aghireș	91,2			
silicat	8			
cemirom I	0,8	35	6	10
nisip de Aghireș	91			
silicat de sodiu	8			
cemirom I	1	34	6	6

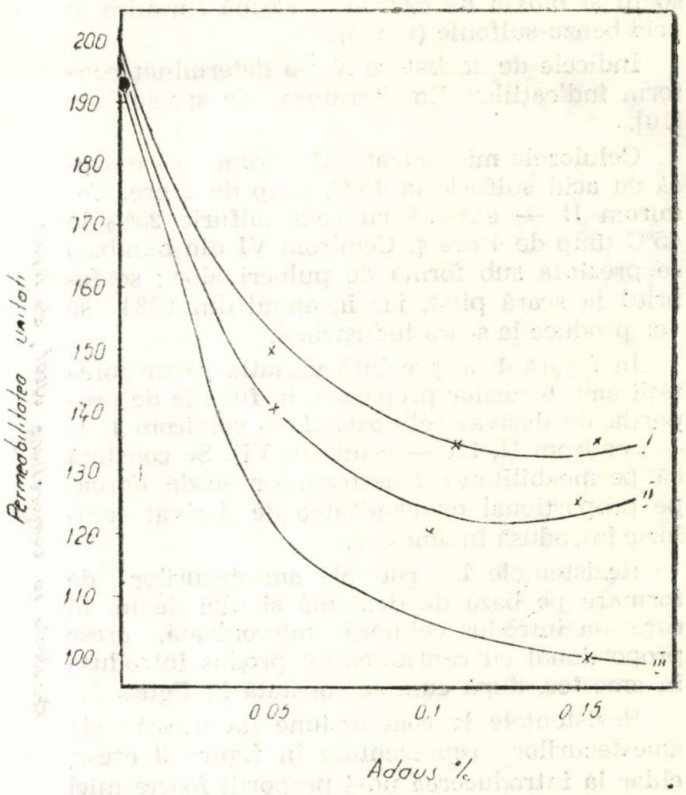


Fig. 1 Variația permeabilității amestecurilor, în funcție de proporția de derivați celulozici. I—Cemirom I ; II—Cemirom II și III—Cemirom VI.

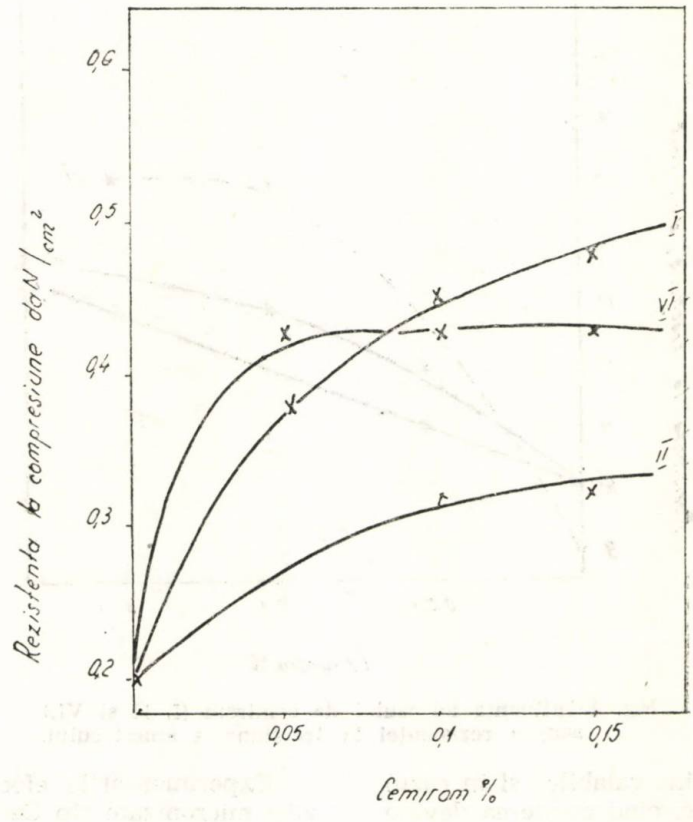


Fig. 2 Influența adaosului de cemirom (I, II și VI) asupra rezistențelor la compresiune, la crud.

sodiu şi bioxid de carbon şi răşină furanică şi acid benzo-sulfonic (tab. 4).

Indicele de dezbatere N s-a determinat conform indicaţiilor din literatura de specialitate [10].

Celulozele micronizate (Cemirom I — extrasă cu acid sulfuric la 45°C, timp de 2 ore, Cemirom II — extrasă cu acid sulfuric 25% la 45°C timp de 4 ore şi Cemirom VI din bumbac) se prezintă sub formă de pulberi albe ; se fabrică la scară pilot, iar începînd din 1984 se vor produce la scară industrială.

În figura 1 se prezintă variaţia permeabilităţii amestecurilor preparate, în funcţie de proporţia de derivat celulozic (I — cemirom I, II — cemirom II, III — cemirom VI). Se constată că permeabilitatea amestecurilor scade aproape proporţional cu cantitatea de derivat celulozic introdusă în amestec.

Rezistenţele la crud ale amestecurilor de formare pe bază de dextrină şi ulei de in, în care s-a introdus celuloză micronizată, cresc proporţional cu cantitatea de produs introdusă în amestec, după cum se constată în figura 2.

Rezistenţele la compresiune (la uscat) ale amestecurilor reprezentate în figura 3 cresc, chiar la introducerea unei proporţii foarte mici de celuloză micronizată.

Indicele de dezbatere N este influenţat puternic, în cazul produselor Cemirom I şi Cemirom II, şi rămîne insensibil în cazul produsului Cemirom VI (fig. 5).

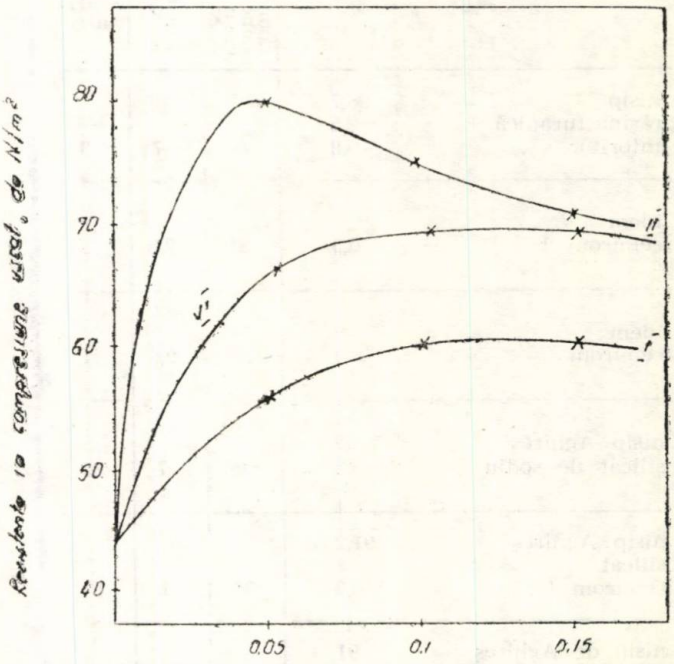


Fig. 3 Influenţa adaosului de cemirom (I, II şi VI), [%] asupra rezistenţei.

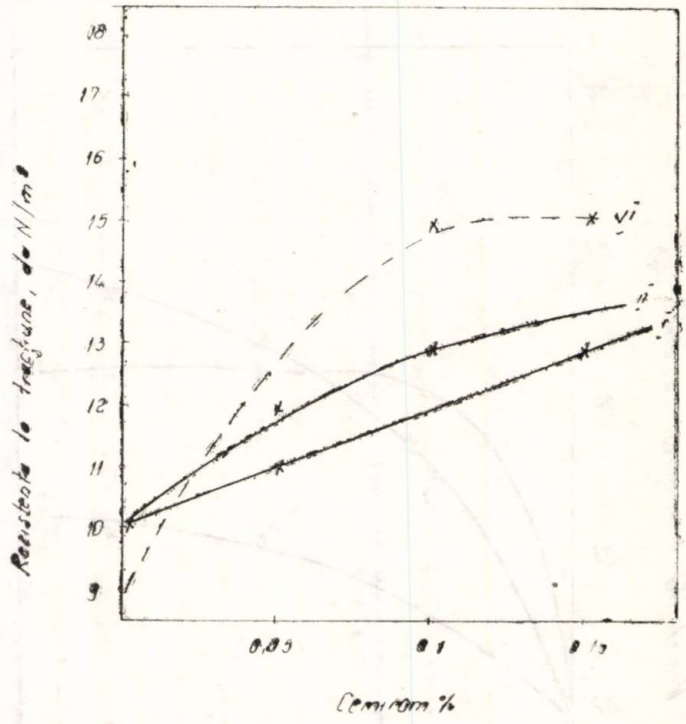


Fig. 4 Influenţa adaosului de cemirom (I, II şi VI,) asupra rezistenţei la tracţiune a amestecului.

Aceleaşi constatări sînt valabile şi în cazul rezistenţelor la tracţiune, cînd creşterea devine aproape proporţională cu cantitatea de celuloză micronizată introdusă în amestec.

Experimentările efectuate arată că celulozele micronizate tip Cemirom I şi Cemirom II pot fi adăugate în amestecurile de formare pe bază de dextrină şi ulei de in, avînd un efect

important asupra îmbunătățirii capacității de dezbatere a pieselor de aluminiu turnate prin folosirea miezurilor și formelor preparate cu acești lianți.

O proporție foarte redusă de adaos (0,1—0,15%) are un efect foarte accentuat asupra capacității de dezbatere a pieselor din aluminiu.

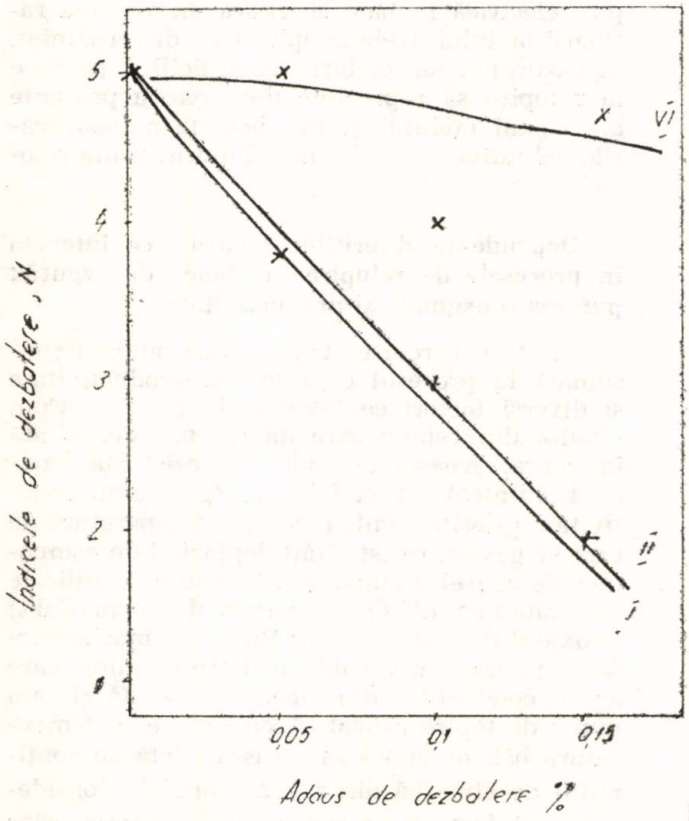


Fig. 5 Influența adaosului de celuloză micronizată (I, II și VI) asupra indicelui de dezbatere N.

În ceea ce privește dezbaterea pieselor de aluminiu turnate în forme și miezuri preparate pe bază de rășini furanice sau silicat de sodiu (și bioxid de carbon), după cum se constată în tabelul 4, aceasta este îmbunătățită, fiind necesară o manoperă mult mai redusă la dezbatere, în cazul folosirii unor proporții reduse de celuloză micronizată tip Cemirom I.

Experimentările efectuate au arătat că introducerea unor proporții reduse de celuloză micronizată în stare pulverulentă, în compoziția amestecurilor de formare, conduce la posibilitatea obținerii unor miezuri și forme care pot fi îndepărtate mai ușor, după turnarea pieselor de aluminiu, micșorîndu-se astfel manopera de dezbatere și curățire și energia cheltuită pentru efectuarea acestor operații în turnătoriile de aliaje neferoase.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Subbotin, N. A.:* Liteinoie Proizvodstvo, nr. 4, p. 12, 1971.

[2] *Roberts, M.:* Self — harding sodium, silicate bonded sands, The British Foundryman, Dec., 1971.

[3] *Rochier, M.:* Fondeur d'aujourd'hui, 1970, nr. 213.

[4] *Middleton, J. M.:* The British Foundryman, nr. 7, 1970, p. 207.

[5] *Kolotilo, D. M.:* Liteinoie Proizvodstvo, 1969, nr. 1.

[6] *Ferri, R.:* La fonderia italiana nr. 9, 1969, p. 344.

[7] *Cohn, E., Chiricuță, I., Ionescu, C., Rădoi, I., Dumitrescu, G.:* Metalurgia, nr. 3, p. 125.

[8] *Sofroni, L., Cohn, E., Popovici, R.:* Amestecuri de formare, utilizate la fabricarea miezurilor de turnătorie solubile în apă, O.I.D.—MICM nr. 86—110, 1980.

[9] *Obolențev, F. D. și colab.:* Liteinoie Proizvodstvo, nr. 5, 1978, pag. 30—31.

[10] *Chiricuță, I. și colab.:* Comunicarea nr. 18 la Congresul Internațional de Turnătorie, București, 1976.

[11] *Kolotillo, D. M.:* Teoria i practica protesov litia, Moscova, 1967.

[12] *Kolotillo, D. M.:* Utilizarea materialelor carbonice în turnătorii, Kucle, 1968, ANUSSR.

CZ : 621.745.35

Considerații practice și teoretice privind influența diferiților parametri electrici la retopirea electrică sub zgură pentru rafinarea oțelurilor

Dr. ing. Popa **NICOLAE**, ing. Tudosie **MOISE** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Introducere

În procesul retopirii în baie de zgură (bdz) a oțelurilor se utilizează, ca sursă termică, cantitatea de căldură degajată în zgură prin trecerea curentului electric prin aceasta. Căldura dezvoltată, conform legii lui Joule, este : $Q = 0{,}24RI^2t$ [Kcal], în care R reprezintă rezistența electrică a zgurei, I valoarea eficace a curentului alter-

nativ și t timpul, în secunde, în care are loc procesul. Din căldura dezvoltată, numai o parte servește la retopirea electrodului, cantitatea cea mai mare se pierde pe diferite căi. În figura 1 se prezintă bilanțul termic al procesului retopirii în baie de zgură [1, 2].

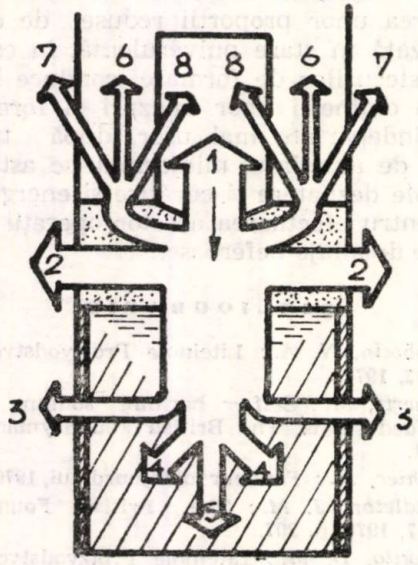


Fig. 1 Bilanțul termic la retopirea electrică în baie de zgură (b.z.d.)

Cantitatea de căldură, notată cu **1**, reprezintă căldura consumată pentru încălzirea și topirea metalului de electrod precum și preîncălzirea metalului sub formă de picături, care trec de la electrod la baia de metal lichid de sub stratul de zgură. Această căldură din punct de vedere energetic, este căldură utilă și se consideră că trece integral în zgura topită prin picăturile de metal lichid reprezentînd 100%.

O parte din căldura dezvoltată în baia de zgură **2**, reprezentînd circa 32%, se transmite direct peretelui interior al cristalizorului din cupru, fiind apoi vehiculată prin apa de răcire. Cantitatea de căldură **3** (27%) se transmite de la lingoul format — prin crusta de zgură — la cristalizor fiind, de asemenea, transportată de apa de răcire. Totodată în lingou se acumulează o cantitate de căldură, iar alta se propagă spre placa de bază (notate cu **4** și **5**) și reprezentînd circa 17%). În fine o altă cantitate (**6** și **8** reprezentînd 7%) este căldură **7** încălzește peretele interior al cristalizatorului (17%).

Aceste date dovedesc că cea mai mare parte din căldura degajată de curentul electric în baia de zgură se evacuează cu apa de răcire a cristalizorului. Caracterul de distribuire a căldurii depinde de o serie de factori tehnologici, electrotehnici și alții : compoziția chimică a zgurei și cantitatea ei, raportul dintre secțiunea electrodului care topește și secțiunea golului cristalizatorului, regimul electric de topire, proprietățile metalului retopit, starea suprafeței electrodului, compoziția mediului de deasupra zgurei, schema de retopire, etc. Consumul practic de retopire pe o tonă de produs variază în limite destul de largi (750—2000 kWh/t), ceea ce înseamnă destul de mult comparativ cu topirea unei tone de oțel, în cuptoare, cu arcul electric. Din această cauză procedeul de retopire electrică în baie de zgură, în vederea rafinării oțelului, trebuie aplicat cu discernămînt, în cazurile unor oțeluri : cheltuielile produse la retopire să reprezinte doar cîteva procente din costul oțelului și justificat prin modificările calitative conferite metalului în urma retopirii.

Dependența diferiților factori ce intervin în procesele de retopire în baie de zgură ; puterea consumată și productivitatea

Există o corelare strînsă între puterea consumată în procesul de retopire, productivitate și diverși factori ce intervin în proces. Cum rezultă din relația care dă căldura dezvoltată în zgură, aceasta depinde de rezistența (conductibilitatea) zgurei folosite. Zgurele au rezistivități diferite pentru aceeași temperatură la care se găsesc, rezistivități depinzînd de componentele zgurei. Componentele cele mai utilizate sînt alumina (Al_2O_3), fluorura de calciu (CaF_2) și oxidul de calciu (CaO). Rolul cel mai important în dezvoltarea căldurii îl are alumina, care are o conductibilitate electrică scăzută și un punct de topire ridicat. Aceasta face ca temperatura băii de zgură să crească odată cu conținutul de alumină din zgură. Luînd în considerare toți factorii ce concură la stabilirea celor mai bune rezultate la rafinare, conținutul optim de alumină din zgură trebuie să se situeze în jurul a 30—40%. A rezultat zgura de tipul 70% CaF_2 și 30% Al_2O_3. La mărirea, în continuare, a procentului de Al_2O_3 din zgură, crește cantitatea de căldură ce se dezvoltă, iar (pînă la 40% Al_2O_3) productivitatea (în kg/h) crește de asemenea. Depășirea procentajului de alumină peste 40% are ca urmare scăderea productivității, concomitent cu creșterea consumului de energie electrică. Aceasta se explică prin preluarea, în măsură mai mare, a căldurii de către apa de răcire. Din acest motiv procentul de alumină în zgură s-a limitat la 40%. În figura 2 se prezintă variația temperaturii zgurei ; productivitatea retopirii și consumul de energie la retopirea electrică în baie de zgură.

Rezultă că la un procent de alumină în jurul a 30%, productivitatea variază între 70—120 kg/h, în timp ce energia consumată variază între 1300—1700 kWh/t [3].

Corelații între puterea consumată la retopire și productivitatea retopirii au fost stabilite și în legătură cu raportul diametrului electrodului cu diametrul lingoului retopit. Raporturi diferite conduc la repartiții și configurații dife-

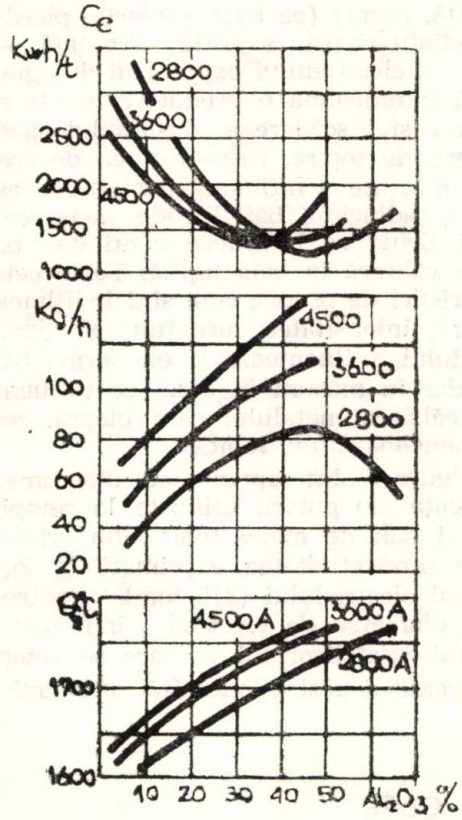


Fig. 2 Variația temperaturii, a productivității și consumului de energie electrică la retopire b.d.z.

rite ale fluxului caloric, respectiv ale izotermelor în baia de zgură, ca urmare a schimbării centrului termic. În același timp se schimbă și balanța termică, ca urmare a schimbării suprafețelor pe care se pierde căldura (fig. 3).

În figura 4 se prezintă variația consumului de energie electrică (kWh/t), pentru două tipuri de zgure, la diferite rapoarte ale diametrelor

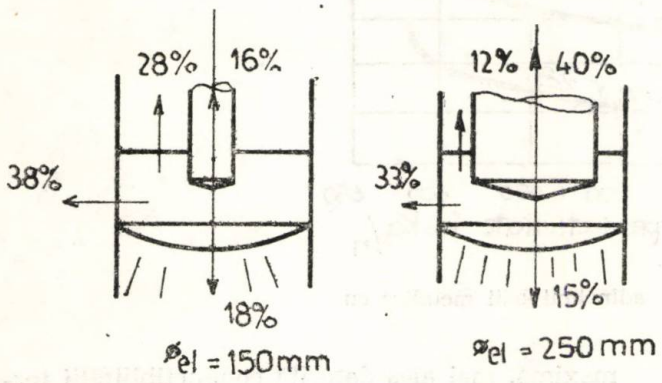


Fig. 3 Pierderile de căldură în procesul de retopire în baie de zgură pentru electrozi cu diametre diferite (diametrul cristalizatorului 300 mm).

electrod-lingou având diametrul de 300 mm, retopirea efectuîndu-se la tensiunea de 44 V și un curent de 4000 A [3]. Cum rezultă din figură, puterea minimă consumată se situează la raportul dintre diametrul electrod/diametrul lingou, între 0,5—0,6. Acest raport este convenabil și din punct de vedere tehnologic, centrarea electrodului putîndu-se face convenabil, iar spațiul rezultat între electrod-lingou este

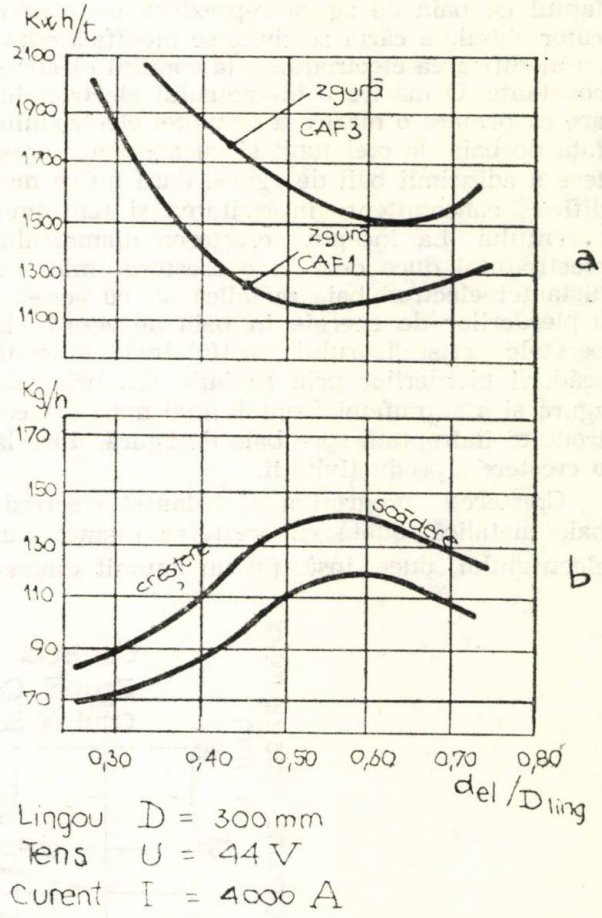


Fig. 4 Variația consumului de energie electrică în funcție de zgure diferite și raporturi diferite (diam. electrod/diam. lingou).

destul de mic, astfel ca pierderile prin radiație de la suprafața băii ca și infectarea băii din atmosferă (N, H, O) să fie acceptabile.

Din diagramă rezultă că puterea minimă consumată se situează între 1250—1500 kWh/t. În diagrama 4 b e reprezentată variația productivității la aceiași parametri, în funcție de raportul dintre diametrul electrod/diametru lingou de 0,5—0,6. Productivitatea maximă a procesului, de 115—145 kg/h oțel retopit, e situată la același raport de 0,5—0,6 și coincide cu energia minimă consumată, ceea ce desigur indică folosirea în condiții avantajoase a raportului dintre diametrul electrodului și diametrul lingoului de 0,5—0,6, la retopirea în baie de

zgură. Urmărind diagramele din figura 4 s-ar putea trage concluzia că mărirea diametrului electrodului pînă la o anumită valoare (pentru un cristalizator dat) duce la creşterea productivităţii topirii şi la scăderea consumului specific de energie. O creştere a diametrului electrodului peste acest punct duce însă la scăderea productivităţii şi la creşterea consumului specific de energie. Aceste relaţii de interdependenţă îşi găsesc explicaţia, dacă avem în vedere faptul că baia de zgură reprezintă un conducător chimic a cărui secţiune se modifică odată cu modificarea electrodului, la condiţii electrice constante. O mărire a diametrului electrodului are ca urmare o mărire a distanţei electrodului faţă de baia de oţel topit şi cu aceasta o creştere a adîncimii băii de zgură, dacă nu se modifică concomitent intensitatea şi tensiunea curentului. La început creşterea diametrului electrodului duce doar la o creştere mică a distanţei electrod baie metalică şi, cu aceasta, a pierderilor de energie în baia de zgură la peretele cristalizorului, astfel încît, datorită scăderii pierderilor prin radiaţia din baia de zgură şi a suprafeţei frontale mai mari a electrodului îndreptată spre baia de zgură, duce la o creştere a productivităţii.

Creşterea progresivă a distanţei electrod-baie metalică, odată cu creşterea diametrului electrodului, duce, însă, (la un anumit diametru al electrozilor) la o creştere mai mare a pierderilor de energie de la baia de zgură la peretele cristalizorului, decît se poate compensa prin reducerea pierderilor datorită radiaţiei băii. Din acest moment începe să se observe o scădere a productivităţii. Dacă însă la creşterea diametrului electrodului se modifică raportul tensiune/intensitate curent, astfel încît distanţa electrod-baie metalică să se menţină constantă, atunci (pe baza scăderii pierderilor prin radiaţii şi prin suprafaţa frontală — mai mare — a electrodului expus băii de zgură) se observă întotdeauna o productivitate la topire mai mare şi o scădere a consumului specific.

Viteza de topire, respectiv cea de creştere a lingoului, are o influenţă hotărîtoare asupra formei şi adîncimii băii lichide, deoarece prin metalul lichid se introduce cantitatea principală de căldură în baia topită. Toate celelalte caracteristici de proces, cum sînt înălţimea băii de zgură, intensitatea curentului şi diametrul electrodului, influenţează şi ele forma băii lichide, dar în măsura în care se influenţează supraîncălzirea metalului care picură, respectiv grosimea stratului topit.

In figura 5 sînt reprezentate diagramele de dependenţă ale puterii utilizate la retopire şi adîncimii băii de metal topit din cristalizor, faţă de productivitatea exprimată în kg/h şi diametrul electrodului (310 mm). Pentru un anumit diametru de electrod, indiferent de diametrul cristalizorului în care se retopeşte, nu se poate depăşi o anumită productivitate

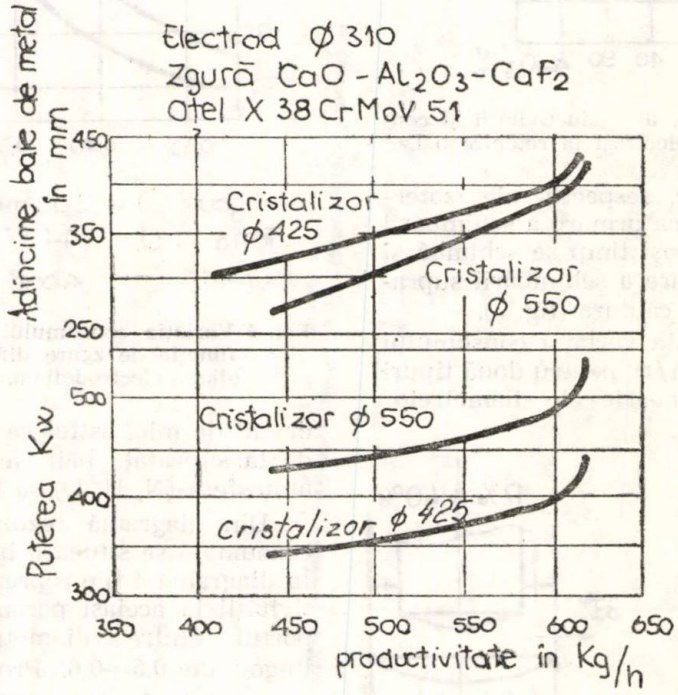


Fig. 5 Variaţia puterii şi adîncimii băii metalice cu productivitatea.

maximă, mai ales datorită conductibilităţii termice limitate a metalului. Se obţine numai o creştere a temperaturii picăturilor ce se for-

mează de la capătul electrodului, respectiv o supraîncălzire a acestora. O creştere a energiei introduse în baia de zgură duce mai întîi la o creştere liniară a productivităţii, care la rîndul ei are ca urmare o mărire corespunzătoare a adîncimii băii de metal. Peste o anumită valoare a puterii, nu mai creşte productivitatea, ci se produce supraîncălzirea metalului lichid ce se topeşte din electrod şi ajungînd în baia de metal conduce la o creştere considerabilă a adîncimii băii de metal [4].

Influenţa parametrilor de retopire şi a productivităţii asupra calităţilor oţelului

Un alt aspect, căruia trebuie să i se acorde importanţă la retopirea în baie de zgură, e legat de puterea electrică introdusă şi influenţa procesului asupra aspectului microstructural şi proprietăţilor fizico-mecanice ale oţelului obţinut, proprietăţi care reprezintă însişi motivele aplicării procedeului. Cercetările efectuate evidenţiază faptul că, la productivităţi mici, axele secundare dendritice sînt, de asemenea, mici. Odată cu mărirea productivităţii, se modifică puţin structura dendritică la marginea lingoului. La jumătatea razei şi în centrul lingoului, distanţa axelor secundare dendritice creşte odată cu productivitatea, după care scade brusc, odată cu creşterea în continuare a productivităţii la valori mai mari de 500 kg/h (lingou cu diametrul de 550 mm şi oţel X Cr Mo V 5.1) [4].

În ceea ce priveşte microsegregaţia, fenomenele se petrec tocmai invers, adică la creşterea productivităţii segregaţia scade la început, apoi, depăşindu-se o anumită valoare, segregaţia creşte foarte mult. Microstructurile ce se obţin (ca şi segregaţiile elementelor) determină în final proprietăţile fizico-mecanice ale oţelurilor obţinute prin retopire în baie de zgură.

Parametrii de retopire utilizaţi determină în măsură importantă gradul de rafinare, atît în privinţa reducerii conţinutului de sulf, cît şi a inclusiunilor nemetalice. Folosirea la retopire a unui curent mare conduce la obţinerea unor picături de dimensiuni mici, a căror suprafaţă în contact cu zgura topită este mare, ceea ce uşurează extragerea şi eliminarea din metalul topit al sulfului. În figura 6 este prezentată variaţia greutăţii picăturilor, în funcţie de curentul de topire, pentru trei mărimi ale diametrului electrozilor, iar în figura 7—greutatea picăturilor, în funcţie de tensiunile de retopire şi adîncimea băii metalice lichide. S-ar putea trage concluzia că utilizarea unui curent mare duce la o rafinare bună. Totuşi, mărirea curentului electric peste anumite limite are ca urmare obţinerea unei băi de metal topit prea adînci, ceea ce determină o cristalizare radială împiedicîndu-se eliminarea incluziunilor nemetalice. Din acest punct de vedere este recomandabilă utilizarea unei tensiuni ridicate şi a unui curent redus, care asigură eliminarea incluziunilor şi obţinerea unui lingou curat.

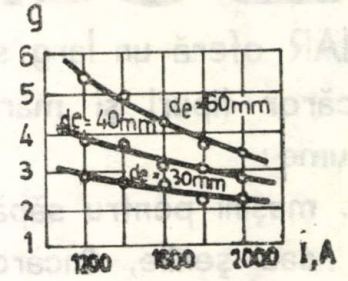


Fig. 6 Mărimea picăturilor de metal topit în funcţie de curent, la retopire cu electrozi de diametre diferite.

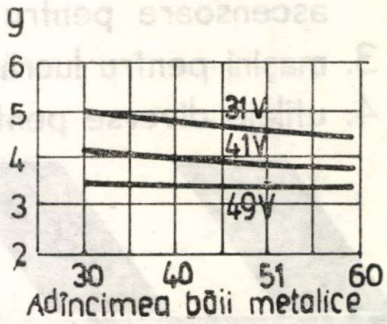


Fig. 7 Schimbarea greutăţii picăturilor, în funcţie de adîncimea băii metalice, pentru diferite tensiuni utilizate la retopire.

Pe măsură ce topirea e mai rapidă, deci tensiunea şi curentul sînt mai mari, separarea incluziunilor e mai dificilă. Deci, din punct de vedere al curăţirii lingoului de incluziuni, topirea lentă este recomandabilă. Ea are însă dezavantajul productivităţii scăzute şi al formării unei structuri primare cu dendriţi mari ai lingoului rafinat. Aceste motive fac ca regimurile de rafinare în baie de zgură să corespundă, în general, la o topire cu intensitate medie.

În **concluzie** se poate afirma cu certitudine că **din toate punctele de vedere, este indicat ca, la retopirea sub zgură a oţelurilor, să se utilizeze valori medii de productivităţi şi parametri moderaţi, respectiv valori medii ale curenţilor şi tensiunilor, calitatea oţelului fiind factorul determinant.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popa, N.*: Asimilarea tehnologiilor de retopire în baie de zgură a oţelurilor, ICSITPSC, 1980.

[2] *Popa, N.*: Studiu comparativ privind eficienţa energetică a utilajelor de retopire, ICSITPSC, 1982.

[3] *Avram, I., Sălăgan, T.*: Procedee conexe sudării, E.T., 1968.

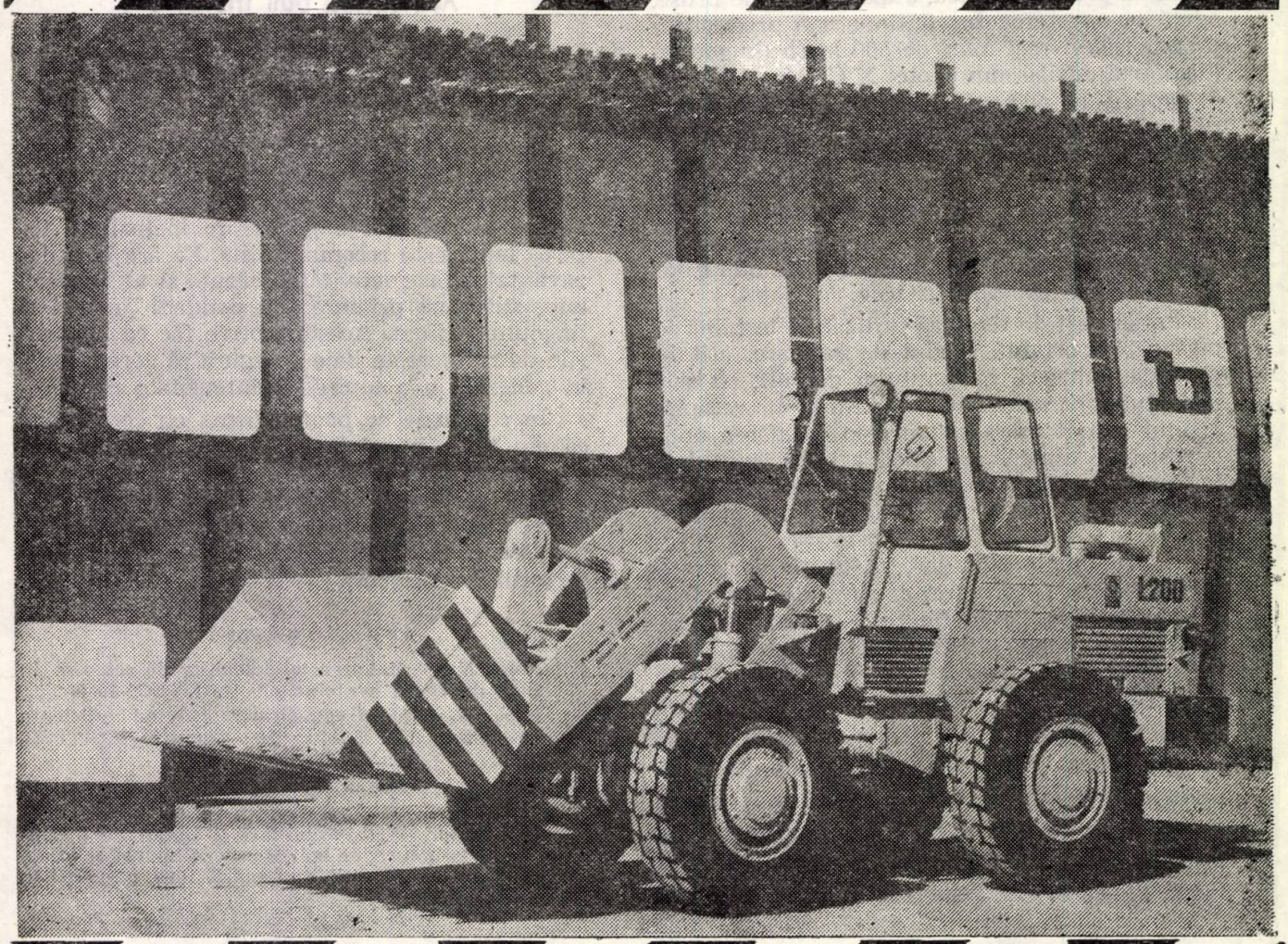
[4] *Holzgruber, W.*: Posibilităţi şi limite de inflenţare a structurii de solidificare a oţelurilor aliate la retopirea electrică sub zgură. Radex Rundshau nr. 3, 1975.

BUMAR

Întreprindere de Comerț Exterior
Marchlewskiego 11, 00-828 Warszawa
Telefon: 20.46.61 Telex: 81.48.05

BUMAR oferă un larg sortiment de mașini și instalații de construcții, ale căror tipuri și mărimi corespund tuturor exigențelor clienților, și anume:

1. mașini pentru săpături, excavatoare cu o singură cupă pe pneuri sau șenile, încărcătoare pe pneuri sau șenile, buldozere pe șenile cu accesorii polivalente;
2. instalații de ridicare: macarale, gruie, elevatoare de montaj, ascensoare pentru construcții;
3. mașini pentru lucrări de drumuri;
4. utilaje diverse pentru construcții.



PUBLICOM

intertool austria '84

„intertool austria" se numără printre cele mai importante tîrguri de mașini-unelte din Europa. Acest fapt este subliniat mai ales prin aprecierea dată de Uniunea Internațională a Tîrgurilor cînd, după cea de-a doua expoziție a sa, „intertool austria" a fost recunoscută ca tîrg internațional.
Pregătirile pentru „intertool austria '84" au atins deja nivelul maxim.
Scopul acestor pregătiri este de a se obține rezultate excepționale care să depășească rezultatele deosebite de la Tîrgul din 1982.
Rezervați-vă încă de pe acum locuri!

Tîrgul internațional pentru mașini-unelte, scule de precizie, accesorii

Terenul expozițional, Viena 2

9 — 13 octombrie '84

EINE FACHMESSE DER WIENER MESSE-AG

PUBLICOM

PRODUCTIVITATE ȘI CALITATE PERFECTA- CARACTERISTICI DE ACTUALITATE. CĂRUCIOARE CU MOTOR TERMIC, CU UȘI FALSE CU PRINDERE TRILATERALĂ

balkancar

Exportator :

balkancarimpex

1040 Sofia, Bd. Kliment Ohridski nr. 48, Telefon 655-01, Telex 023431/2
Telegrame : Balkancarimpex Sofia

Dispozitivul specializat DV 1818. 56 este conceput pentru lucrul în depozite cu plafon înalt și căi de acces înguste.

- **Capacitatea de încărcare – 1000 kg**
- **Înălțimea de ridicare – 5600 mm**
- **Cursa de extensie pe ambele părți – 450 mm**
- **Lățimea totală – 1450 mm**

Motor diesel D 3900 K, produs sub licența firmei PERKINS. Reduceți manevrele în timpul stivuirii și durata procesului de lucru cu ajutorul căruciorului cu motor termic DV 1818.56-utilaj care deservește compartimentele din rafturi așezate de o parte și de alta a căii de acces, fără a-și schimba poziția.

Distribuitor: Mecanoexportimport
Consultații tehnice : Biroul tehnic-comercial Balkancar București str. Galați nr. 32, tel. 11.91.62.

PUBLICOM

Any problems concerning the equipping of your civil building or road making sites can be solved by

MECANOEXPORTIMPORT

Specialized Foreign Trade Company
of Romania
with its offer of

— hydraulic excavators on tyres and crawlers ;
— dragline type hydraulic excavators ;
— road rollers ;
— mobile and stationary crushers, granulators and crushing plants ;
— concrete mixing and prepairing plants, silos included ;
— asphalt mixture prepairing and spreading plants ;
— motor graders and self-propelled scrapers ;
— self-propelled road oilers ;
— front lift trucks ;
— metal scaffoldings with jack-up platform ;
— motor compressors and electrocompressors.

For all these products MECANOEXPORT-IMPORT secures an irreproachable service within and after the guarantee period, as well as the necessary spare parts.

EXPORTER

MECANOEXPORTIMPORT

BUCHAREST — ROMANIA
Postal code : 79 522
10, M. Eminescu St. - telex : 10 269 ;
telephone : 12 46 00 P.O.B. : 22-107

INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICĂ INGINERIE TEHNOLOGICA SI PROIECTARE PENTRU SECTOARE CALDE

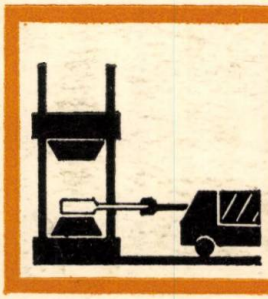
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES

1973 - 1983

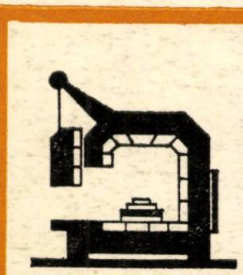
1983 DEC 1

The institute performs on request technologies, studies, consulting projects, complete layout for equipment, machines, complete shops and specialized factories, technological materials and grants to ist solicitors high skilled technical assistance in the processing field.

Institutul elaborează la cerere tehnologii, expertize, sfudii, proiecte pentru utilaje, instalații, linii complexe, secții și unități industriale, materiale auxiliare și acordă solicitanților asisitență tehnică de înaltă calificare în domeniul sectoarelor calde.



turnarea metalelor
deformări plastice
tratamente termice și termochimice



METAL CASTING

PLASTIC DEFORMATION

HEAT & TERMOCHEMICAL TREATMENT

Sos. Olteniței nr. 105 – telephone 83 21 70 – telex 11907/c17 calde B
79670 București – România

3279

REFERATELVA

- SECTOARE CALDE
- Recenzii
- Manifestări tehnico-ştiinţifice

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10

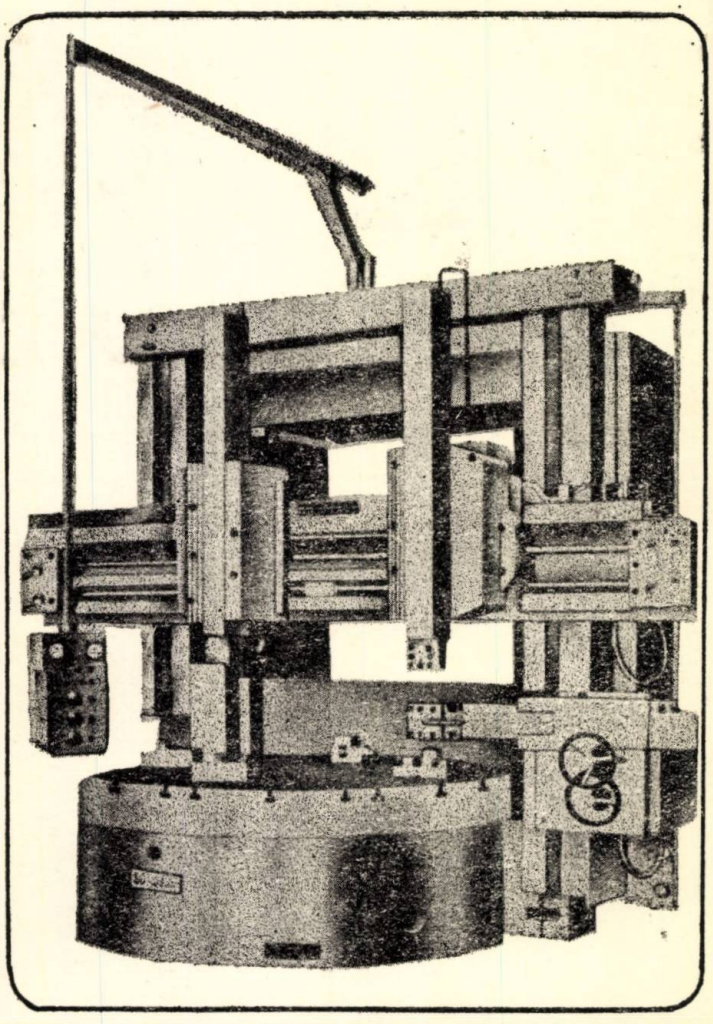
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ XXXV ■ OCTOMBRIE 1983

53

MASIN EXPORT IMPORT

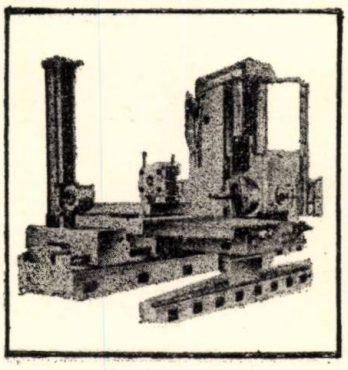
Exporte :

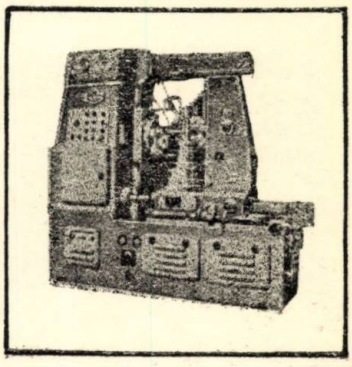
Centres **d'usinage avec axe horizontal ou** vertical ; tours avec le diamètre de 320 à 2.500 mm distance entre pointes (centres) de 750 à 15.000 mm ; tours automatiques monoaxe de 16 à 60 mm ; tours revolver de 32—80 mm ; tours à plateau horizontal avec le diamètre de 1.100 à 16.000 mm ; tours spéciaux avec des commandes numériques; tours pour des tubes de forage ; tours à copier alaiseuses-fraiseuses avec le diamètre de 63 à 225 mm ; fraiseuses longitudinales avec portail avec une largeur de la table de 660 à 3.500 mm ; fraiseuses universelles et verticales ; fraiseuses à denturer ; fraiseuses à denturer en V ; fraiseuses universelles pour l'atelier d'outillage ; fraiseuses universelles pour la production rectifieuses universelles pour les intérieurs et les extérieurs ronds ; rectifieuses planes et sans centres ; rectifieuses pour les intérieurs et frontales ; affuteuses d'outils ; perceuses ; perceuses radiales ; perceuses en coordonnées ; perceuses spatiales ; perceuses multiaxe ; machine à fileter les intérieurs, raboteuses au couteau mobil courses de 425 à 800 mm ; scies circulaires et alternatives pour débiter métaux ; machines à finisser les billes des roulements ; presses pour plier la tole ; presses automatiques inclinables ; presses mécaniques de precision ; presses hydrauliques ; presses d'estompage rapide ; presses pour les carrosseries jusqu'à 4.000 tf ; cisaille pour les profiles ; machine à bordurer et rouler la tole ; marteaux de forge ; machines à honer brocher et mortaiser ; cisailles guillotine ; cisaille combinée plieuses-guillotine ; polisseuses double accessoires pour les machines outils, outils de machine et de main.



MASINEXPORTIMPORT

Entreprise de Commerce Extérieur
70033 Bucarest — Roumanie
32, Blvd. Republicii
P.O. Box 113
Telephon : 13.75.96
Telex : 11206, 11216 Mexim





CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARA PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, nr. 10, octombrie, 1983

CUPRINS

WANYOREK, C. : **Creșterea rezistenței mecanice a cristalelor-consecință (în toate cazurile) a pretensionării elastice a rețelei matricei, datorate tensiunilor interne reactive, reziduale, generate prin ecruisare (dezechilibrarea) mecanică sau termică a matricei** 465

CAZACU, LUCIA, BOJIȚĂ, I. M., VASILIU, A., DIACONU, D., SESAN, LILIANA : **Cu privire la unele aspecte tehnologice ale realizării discurilor tăietoare pentru mașinile de forat galerii orizontale** 470

DRUGĂ, L., EVGHENIDE, C., COTRUȚĂ, V. : **Carburarea la presiuni scăzute** 476

DINESCU, C. : **Manipulatoare și roboți industriali pentru operațiile de forjare liberă** 480

MĂNESCU, I., GRIBOVSCHI, D. : **Prese de ambutisat tip „PAS" cu scule autoformate** 483

COSTEA, GH. : **Contribuții la realizarea prin turnare a anterotorului de la turbosuflanta motorului ALCO** 485

POPA, H., IOAN, EUGENIA, COSTEA, GH., CAZACU, LUCIA : **Obținerea, prin turnare, a sculelor așchietoare din oțel rapid** 487

ȘTEFAN, D. : **Proiectarea, asistată de calculator, a matrițelor de îndoire pentru piese de utilaj minier** 490

PETHŐ, L., NISTOR, L. : **Determinarea stării de deformație în secțiunea unei matrițe și în piesa matrițată, prin metoda elementului finit** 495

PETHŐ, L., NISTOR, L. : **Determinarea stării de tensiuni în secțiunea unei matrițe și în piesa matrițată prin metoda elementului finit** 502

PETHŐ, L., NISTOR, L. : **Aplicarea metodei elementului finit la trasarea traiectoriilor tensiunilor într-o matriță și în piesa matrițată. Distribuția tensiunilor pe cavitatea matriței** 509

DIMITRIU, S. P. : **Forjarea țaglelor direct din lingouri** 514

Recenzii

VASILIU, A. : **Samoilă, C., Drugă, L., Stan, L. — CUPTOARE ȘI INSTALAȚII DE ÎNCĂLZIRE. Ed. Didactică și Pedagogică, 1983, 431 pag., 404 fig., 81 tab., 10 anexe, 64 ref. bibl., 37 lei** 520

Manifestări tehnico-științifice

OPRESCU, TEODOSIA : **A X-a Consfătuire tehnico-științifică privind tipizarea-unificarea în construcția de mașini** 521

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : ing. Armand Vasiliu

SUMARE

CZ : 620.18

Wanyorek, C.: **Sporirea rezistenței mecanice a cristalelor — consecință (în toate cazurile) a pretensionării elastice a rețelei matricei, datorată tensiunilor interne reactive, reziduale, generate prin ecruisare (dezechilibrare) mecanică sau termică a matricei**

Cauza unică de creștere a rezistenței mecanice a cristalelor și, implicit, a aliajelor este ecruisarea (dezechilibrarea) rețelei cristaline a rețelei — fenomen a cărui prezență este dovedită în absolut toate procesele care au drept rezultat o mărire a rezistenței-durității-fragilității.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 5 fig., 1 tab., 13 ref. bibl.

CZ : 621.78

Cazacu, Lucia, Bojiță, M. I., Vasiliu, A., Diaconu, D., Șesan, Liliana: **Cu privire la unele aspecte tehnologice ale realizării discurilor tăietoare pentru mașinile de forat galerii orizontale**

Se descrie asimilarea în țară a discurilor tăietoare de forat galerii, printr-o tehnologie nouă care asigură stabilitatea calitativă și caracteristicile necesare unei exploatări eficiente.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 16 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 669.046.562

Drugă, L., Evghenide, C., Cotruță, V.: **Carburarea la presiuni scăzute**

Carburarea la presiuni scăzute, în cuptoare cu pereți calzi și pereți reci, permite realizarea de straturi dure, de grosime mai mare, fără oxidare superficială. Procedeul are o eficiență energetică ridicată datorită scurtării duratei ciclului și eliminării generatoarelor de atmosferă controlată.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 5 fig., 1 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 621.733.74

Dinescu, C.: **Manipulatoare și roboți industriali pentru operațiile de forjare liberă**

Articolul prezintă orientările, activitatea de asimilare și tipodimensiunile standardizate, în prezent, în țara noastră. Parametrii principali ai manipulatoarelor pe șine (STAS 11736—80) sînt cuprinși în figura 1, tabelul 1, iar cei ai automanipulatoarelor (STAS 11738—80) se regăsesc în figura 2, tabelul 2.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 2 fig., 2 tab.

CZ : 621.983

Mănescu, I., Gribovschi, D.: **Prese de ambutisat, tip PAS, cu scule autoformate**

Particularitatea constructivă a acestor prese asigură condiții de autoformare a sculelor de ambutisare, după o „piesă model", dintr-un aliaj ușor fuzibil. Articolul prezintă fazele procesului tehnologic de confecționare a sculelor și principalele caracteristici tehnice ale preselor de tip PAS, cu scule autoformate.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 4 fig., 1 tab., 1 ref. bibl.

CZ : 621.79.045

Costea, Gh.: **Contribuții la realizarea prin turnare a anterotorului de la turbosuflanta motorului ALCO**

Lucrarea descrie etapele parcurse în vederea stabilirii tehnologiei de formare-turnare a piesei menționate, care se poate obține prin turnare de precizie cu modele ușor fuzibile. Procedeul conferă o precizie dimensională și geometrică identică celei prescrise în desenele de execuție. Miezurile dintre palete se realizează prin turnare în forme de ipsos, dintr-un aliaj Bi-Sn, cu punct de topire scăzut. Piesele obținute prin procedeul descris corespund din toate punctele de vedere, astfel că importul lor nu mai este necesar.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 7 fig., 5 ref. bibl.

CZ : 621.79.045:669.14.018.252.3

Popa, H., Ioan, Eugenia, Costea, Gh., Cazacu, Lucia: **Obținerea, prin turnare, a sculelor aşchietoare din oțel rapid**

Sculele aşchietoare, obținute direct prin turnare, au dimensiunile și configurația cît mai apropiate de cele ale piesei finite. Sînt prevăzute adaosuri de prelucrare numai pe părțile active și pe cele de prindere. Se elimină, astfel, volumul important de prelucrări mecanice, necesar pentru obținerea acestor scule și pierderile mari de material, ceea ce conferă procedeului o însemnată eficiență economică.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10

CZ : 621.979.25:621.983-2

Ștefan, D,: **Proiectarea, asistată de calculator, a matrițelor de îndoire pentru piese de utilaj minier**

Autorul evidențiază posibilitatea tipizării matrițelor prin proiectare asisattă de calculator. Problema este prezentată atît din punct de vedere al proiectării, cît și din punct de vedere al informaticii. Proiectarea s-a făcut pentru piese de serie, cu posibilități de extindere și pentru alte dimensiuni. Programul a fost întocmit în limbaj FORTRAN și poate fi rulat pe calculatorul FELIX C-256.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 8 fig., 2 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L.: **Determinarea stării de deformație în secțiunea unei matrițe și în piesa matrițată, prin metoda elementului finit**

Lucrarea studiază, prin metoda elementului finit, distribuția stării de deformație într-o matriță și un semifabricat matrițat, axial simetrice cu formă de revoluție. Este analizat ultimul stadiu al matrițării, în trei variante de încărcare, cu trei forțe diferite. Metoda utilizată permite obținerea unor rezultate apropiate situației existente pentru acest tip de matriță.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 5 fig., 4 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L.: **Determinarea stării de tensiuni în secțiunea unei matrițe și în piesa matrițată, prin metoda elementului finit**

Articolul prezintă modul de distribuție al tensiunilor normale (σ_y, σ_z) și al celor tangențiale (τ), pe diferite secțiuni de matriță și de piesă matrițată, calculate cu ajutorul metodei elementului finit [1, 2, 3]. Diagramele de variație a tensiunilor, incluse în lucrare, permit o mai bună cunoaștere a modului în care sînt solicitate matrițele, respectiv piesele matrițate, în procesul deformării. Rezultatele obținute sînt utile proiectanților de matrițe pentru forjare.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 4 fig., 2 tab., 3 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 620.18

Wanyorek, C. : **The increase of the mechanical resistance of the crystals-consequence (in all cases) of the elastic pre-stressing of the matrix system, due tu the mechanical wattles internal voltage generated by the mechanical or thermic cold hardening (unhinging) of the matrix**

The only cause of the crystals mechanical resistance increase and, surely, of that of the alloys, is the cold hardening (unhinging) of the system crystal lattice — a phenomenon always present in all the processes which have as a result an increase in resistance, hardness and friability.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 5 figs., 1 table, 13 bibl. ref.

DC : 621.78

Cazacu, Lucia, Bojiță, M. I., Vasiliu, A., Diaconu, D., Șesan, Liliana : **Regarding some technological aspects concerning the execution of the cutting disks for drills boring level drifts**

There are given details regarding the assimilation in Romania of the cutting disks for drilling drifts according to a new technology which ensures qualitative steadines and the characteristics necessary for efficient exploitation.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 16 figs., 1 table, 4 bibl. ref.

DC : 669.046.562

Drugă, L., Evghenide, C., Cotruță, V. : **Carburizing at reduced pressures**

The carburization at reduced pressures, in hot — or cold-walled furnaces, allows the execution of thicker hard layers, with no superficial scaling. This is a process of greater energetic efficiency due to the cycle time shortening and to the exclusion of the controled atmosphere generators.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 5 figs., 1 table, 4 bibl. ref.

DC : 621.733.7

Dinescu, C. : **Manipulators and industrial robots for hammer forging procedures**

This article shows the actual orientations, assimilation activity and standardized type — dimensions in Romania. The main parameters of the beam manipulators (STAS 11736-80) are put down in figure I, table I, and those of the auto-manipulators can be found in figure 2, table 2.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 2 figs., 2 tabs.

DC : 621.983

Mănescu, I., Gribovschi, D. : **Type PAS cupping press, with self-molded tools**

The features of these presses ensure conditions for the cupping tools self-molding, out of an easily meltable alloy, according to a'pattern tool'. The article shows the technological process stages of the tools'molding and the main technical characteristics of the type PAS process with self-molding tools.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 4 figs., 1 table, 1 bibl. ref.

DC : 621.79.045

Costea, Gh. : **Contributions to realizing by molding the fore-rotor of the ALCO-engine turbin blower**

The writing describes the stages that must be got over in order to determine the technology of the above-mentioned tool molding ; this tool can be realized by precise molding with easily meltable models. This process ensures a dimensional and geometrical accuracy identical with that laid down in the work drawing. The cores between the blades are realized by molding an alloy Bi-Sn, with low melting-point into gypseous molds. The tools thus obtained are competent from all points of view, so their importation is no more necessary.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 7 figs., 5 bibl. ref.

DC : 621.79.045:669.14.018.252.3

Popa, H., Ioan, Eugenia, Costea, Gh., Cazacu, Lucia : **How to obtain cutting tools out of high speed steel, by the process of molding**

The cutiing tools, obtained directly by molding, have the dimensions and the shape as close as possible to those of the finite tool. Machining allowences are provided only for the working and gripping parts. The important amount of machine work necessary to obtain these tools and the great losses of material are thus eliminated, which confers important economic efficiency to he process.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10

DC : 621.979.25:621.983-2

Ștefan, D. : **Computer assisted designing of the bending tools for mining equipment castings**

The author points out the possibility of standardizing the bending tools by computer assisted designing. The matter is discussed from the point of view of designing as well as from that of informatics. The design has been made for lot castings considering the possibilities of using it for other dimensions, too. The program has been compiled in FORTRAN language and it can be rolled up on FELIX C 256 calculator too.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 8 figs., 2 tabs., 3 bibl. ref.

DC : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L. : **The determination of the straining in the cross-section of a matrix and in the press-formed tool, by the finite element method**

The writing examines, by the method of the finite element, the distribution of the straining state into a matrix and a pressformed semi-product, axially symetrical and with form of revolution. The writing sturies the last stage of the press-forming, in three different ways of loading and with three different forces. Results close to the actual state of this type of matrix are obtained using the above mentioned method.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 5 figs., 4 tabs., 3 bibl. ref.

SOMMAIRES

CD : 620.18

Wanyorek, C. : **Accroissement de la résistance mécanique des cristaux-conséquence (dans tous les cas) du prétensionnement élastique du réseau de la matrice, dû aux tensions internes réactives, résiduaires, engendrées par écrouissage (déséquilibrage) mécanique ou thermique de la matrice**

La cause unique de croissance de la résistance mécanique des cristaux et, implicitement, des alliages, est l'écrouissage (le déséquilibrage) du réseau cristallin du réseau — phénomène dont la présence est prouvée dans absolument tous les processus qui se traduisent par une hausse de la résistance-dureté-fragilité.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 5 fig., 1 tabl., 13 réf.

CD : 621.78

Cazacu, Lucia, Bojiţă, M. I., Vasiliu, A., Diaconu, D., Şesan, Liliana : **Au sujet de certains aspects technologiques de la réalisation des disques coupants pour les foreuses des galeries horizontales**

On décrit l'adoption de la fabrication, dans le pays, des disques coupants pour le forage des galeries, en appliquant une technologie nouvelle, susceptible d'assurer la stabilité qualitative et les caractéristiques nécessaires à une exploitation efficiente.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 16 fig., 1 tabl., 4 réf.

Drugă, L., Evghenide, C., Cotruţă, V. : **Carburation à pressions basses**

La carburation à pressions basses dans des fours à praois chaudes et parois froides, permet de réaliser des couches dures, plus épaisses, sans oxydation superficielle. Le procédé a une efficience énergétique élevée grâce à la réduction de la durée du cycle et à l'élimination des génératrices d'atmosphère contrôlée.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 5 fig., 1 tabl. 4 réf.

CD : 621.733.74

Dinescu, C. : **Manipulateurs et robots industriels pour les opérations de forgeage libre**

L'article présente les orientations, l'activité d'assimilation et les types et dimensions standardisés à présent dans notre pays. Les principaux paramètres des manipulateurs sur rails (STAS 11736-80) sont indiqués sur la figure 1, tableau 1, tandis que ceux des automanipulateurs (STAS 11738-80) sont indiqués sur la figure 2, tableau 2.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 2 fig., 2 tabl.

CD : 621.983

Mănescu, I., Gribovschi, D. : **Presses à emboutir type PAS, avec des outils autoformés**

La particularité constructive de ces presses assure des conditions d'autoformation des outils d'emboutissage selon une „pièce modèle" en alliage facilement fusible. L'article présente les phases du processus technologique de confection des outils et les principales caractéristiques techniques des presses type PAS, à outils autoformés.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 4 fig., 1 tabl., 1 réf.

CD : 621.79.045

Costea, Gh. : **Contributions à la réalisation par coulée de l'anterotor de la turbosoufiante du moteur ALCO**

L'ouvrage décrit les étapes parcourues en vue d'établir la technologie de formage-coulée de la pièce mentionnée, que l'on peut obtenir par coulée de précision avec des modèles facilement fusibles. Le procédé assure une précision dimensionnelle et géométrique identique à celle indiquée dans les dessins d'exécution. Les noyaux entre les palettes sont réalisés par coulée en moules de plâtre, en un alliage Bi-Sn, à point de fusion bas. Les pièces obtenues par ce procédé correspondent à tous les points de vue, de sotre que leur importatian n'est plus nécessaire.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 7 fig., 5 réf.

CD : 621.79.045:669.14.018.252.3

Popa, H., Ioan, Eugenia, Costea, Gh., Cazacu, Lucia : **Obtention, par coulée, des outils de coupe en acier rapide**

Les outils de coupe, obtenus directement par coulée, ont les dimensions et la configuration très proches de celles des pièces finies. On prévoit des additions d'usinage seulement sur les parties actives et sur les parties de fixation. De cette manière on élimine l'important volume d'usinages mécaniques nécessaires à l'obtention de ces outils, ainsi que les grandes pertes de matériau, ce qui confère à ce procédé une importante efficience économique.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10

CD : 621.979.25:621.983-2

Ştefan, D. : **Projection, assistée par calculatrice, des moules de courbement pour les pièces d'outillage minier**

L'auteur met en évidence la possibilité de standardiser les moules à l'aide de la projection assistée par calculatrice. Le problème est présenté du point de vue de la projection et de l'informatique. La projection a été exécutée pour les pièces de série, avec possibilité d'extension à d'autres dimensions. Le programme a été élaboré en langage FORTRAN, il peut être roulé sur la calculatrice FELIX C-256.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 8 fig., 2 tabl., 3 réf.

CD : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L. : **Détermination de l'état de déformation dans la section d'un moule et dans la pièce moulée, par la méthode de l'élément fini**

En appliquant la méthode de l'élément fini, l'ouvrage étudie la distribution de l'état de déformation dans un moule et dans le semi-fabriqué moulé, axial-symétrique, à forme de révolution. On analyse la dernière étape du moulage, en trois variantes de chargement, avec trois forces différentes. La méthode utilisée permet d'obtenir des résultats proches de la situation existante pour ce type de moule.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 10, 5 fig., 4 tabl., 3 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 620.18

Wanyorek, C.: **Die Erhöhung der mechanischen Festigkeit der Kristalle — eine Folge der elastischen Vorspannung des Matrixgitters (in allen Fällen), die von den durch die mechanische oder thermische Verformung der Matrix entstandenen rückständigen eigenen Blindspannungen verursacht wird**

Der einzige Grund für die Vergrößerung der mechanischen Festigkeit der Kristalle, einschließlich der Legierungen, ist die Verformung des Kristallgitters, eine Erscheinung, die durchaus in allen Prozessen, die eine Erhöhung der Festigkeit, der Härte und der Brüchigkeit zur Folge haben, nachweisbar ist.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 5 Fig., 1 Tab., 13 Lit.

DK : 621.78

Cazacu, Lucia, Bojiţă, M. I., Vasiliu, A., Diaconu, D., Şesan, Liliana: **Im Hinblick auf einige technologischen Aspekte in der Herstellung der Diskenbohrer für Horizontalstreckenvortriebsmaschinen**

Beschrieben wird die Überleitung in die Produktion in Rumänien der Diskenbohrer zur Ausführung der Strecken mit Hilfe einer neuentwickelten Technologie, welche die qualitative Stabilität wie auch die für einen effizienten Betrieb erforderlichen Eigenschaften gewährleistet.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 16 Fig., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 669.046.562

Drugă, L., Evghenide, C., Cotruţă, V.: **Die Kohlung unter niederem Druck**

Die Kohlung unter niederem Druck in Öfen mit heißen und kalten Herdwänden ermöglicht die Erzielung von harten Schichten größerer Dicke ohne Oberflächenoxydation. Das Verfahren weist eine hohe energetische Effizienz auf durch die Kürzung des Arbeitszyklus und die Ausschaltung der Generatoren für gesteuerte Atmosphäre.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 5 Fig., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 621.733.74

Dinescu, C.: **Manipulatoren und Industrieroboter zur Ausführung des Freiformschmiedens**

Im Beitrag werden die Ausrichtungen, die Tätigkeit zur Überleitung in die Produktion und die bisher in Rumänien standardisierten Typengrößen beschrieben. Die Hauptparameter der auf Schienen verstellbaren Manipulatoren (STAS 11736—80) sind in der Fig. Nr. 1, Tabelle Nr. 1 und diejenige der selbstangetriebenen Manipulatoren (STAS 11738—80) in der Fig. Nr. 2, Tabelle Nr. 2 enthalten.

Construcţia de maşini, 35 (1983), 2 Fig., 2 Tab.

DK : 621.983

Mănescu, I., Gribovschi, D.: **Ziehpressen Typ PAS mit selbstgeformten Werkzeugen**

Die bautechnische Besonderheit dieser Ziehpresse sichert die für die Selbstformung der Ziehwerkzeuge aus einer leicht schmelzbaren Legierung nach einem „Modell-Werkzeug" erforderlichen Bedingungen. Im Beitrag werden die Phasen des technologischen Prozesses zur Herstellung der Werkzeuge wie auch die wichtigsten technischen Kennwerte der Ziehpresse Typ PAS mit selbstgeformten Werkzeugen beschrieben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 4 Fig., 1 Tab., 1 Lit.

DK : 621.79.045

Costea, Gh.: **Einige Beiträge zur Gußherstellung des vorgerückten Laufrades für die Turbogebläse des ALCO-Motors**

Im Beitrag werden die zurückgelegten Etappen zur Feststellung der Technologien zum Formgießen des erwähnten Werkstücks, das durch Genauguß unter Verwendung von leicht schmelzbaren Modellen erzielt werden kann, beschrieben. Das Verfahren sichert eine Maß — und geometrische Genauigkeit, die mit der in den Ausführungszeichnungen identisch ist. Die Kerne zwischen den Schaufeln werden in Gipsformen aus einer Bi-Sn-Legierung mit niedrigem Schmelzpunkt gegossen. Die durch das beschriebene Verfahren hergestellten Werkstücke sind von allen Standpunkten aus betrachtet zweckentsprechend, so daß sich die Einfuhr dieser Werkteile erübrigt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 7 Fig., 5 Lit.

DK : 621.79.045:669.14.018.252.3

Popa, H., Ioan, Eugenia, Costea, Gh., Cazacu, Lucia: **Die Herstellung im Gießverfahren der spanabhebenden Werkzeuge aus Schnellarbeitsstahl.**

Die spanabhebenden Werkzeuge, die direkt im Gießverfahren hergestellt werden, weisen Maße und Konfigurationen auf, die denjenigen des Fertigprodukts möglichst nahe liegen. Nachzubearbeiten sind nur die Schnittflächen und die Teile, die in den Werkzeughalter aufgenommen werden sollen. Somit werden die zur Herstellung dieser Werkzeuge erforderliche aufwendige mechanische Nachbehandlung wie auch die großen Materialverluste ausgeschaltet, was dem Verfahren eine beachtenswerte Wirtschaftseffizienz sichert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10

DK : 621.979.25:621.983-2

Ştefan, D.: **Die rechnergestützte Ausarbeitung der Ausführungsunterlagen für Biegematrizen für Werkteile der Berbauausrüstungen**

Der Autor hebt die Möglichkeit hervor, Matrizen mit Hilfe der rechnergestützten Ausarbeitung der Ausführungsunterlagen typisieren zu lassen. Das Problem wird sowohl vom Standpunkt der Projektierung als auch der Informatik behandelt. Die Ausführungsunterlagen wurden für die Serienfertigung der Werkteile ausgearbeitet; es besteht die Möglichkeit sie auch auf andere Baugrößen auszuweiten. Das Programm wurde in FORTRAN-Sprache abgefaßt und kann auf einen Rechner FELIX C-256 abgewickelt werden.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 8 Fig., 2 Tab., 3 Lit.

DK : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L.: **Die Ermittlung des Verformungszustands im Querschnitt einer Matrize und im Preßling mit der Methode des finiten Elements**

Im Beitrag wird die Verteilung des Verformungszustands in einer Matrize wie auch im gestanzten Halbzeug, die achsensymetrisch eine Umlaufsform aufweist mit der Methode des finiten Elements untersucht. Analysiert wird das letzte Stadium des Formstanzens in drei Beschickungsvarianten mit drei verschiedenen Druckkräften. Die angewandte Methode ermöglicht die Erzielung von Ergebnissen, die mit der für diesen Matrizentyp bestehenden Lage ähnlich sind.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 5 Fig., 4 Tab., 3 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 620.18

Ваниорек, К. : **Повышение механической прочности кристаллов, кнк следствие (во всех случаях) эластического предварительного напряжения сети матрицы, благодаря внутреннего реактивного напряжения, полученного механическим или термическим дебалансом матрицы**

Единственная причина роста механической прочности кристаллов и, тем самым, сплавов — это дебаланс кристаллической сети — что появляется обсолютно во всех процессах, результатом которых является повышение прочности — твердости — хрупкости.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 5 рис., 1 табл., 13 лит.

ДК : 621.78

Казаку, Лучна, Божицэ, М.И., Василиу, А., Диакону, Д., Шесан, Лилиана : **О ряде технологических аспектов изготовления режущих дисков для машин бурения горизонтальных галерей**

Описывается освоение в стране режущих дисков для бурения галерей, путём новой технологии, способствующей качественной стабильности и характеристикам, необходимым эффективной разработке.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 16 рис., 1 табл., 4 лит.

ДК : 669.046.262

Другэ, Л., Евгениде, К., Котруцэ, В. : **Обуглероживание при низком давлении**

Обуглероживание при низком давлении в печах с теплыми и холодными стенами, позволяет получать твердые структуры большей толщины, без поверхносного окисления. Метод обладает повышенной энергетической эффективности, благодаря сокращению длительности цикла и устранению генераторов контролируемой атмосферы.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 5 рис., 1 табл., 4 лит.

ДК : 621.733.74

Динеску, К. : **Манипуляторы и промышленные работы для операции свободной ковки**

Статья представляет ориентации, длительность по освоению и до сих пор стандартизированные в Румынии типоразмеры. Главные параметры рельсовых манипуляторов (СТАС 11736—80) показаны на рисунке 1 таблице 1, а параметры самоманипуляторов (СТАС 11738—80) — на рисунке 2, таблице 2.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 2 рис., 3 табл.

ДК : 621.983

Мэнеску, И., Грибовски, Д. : **Вытяжной пресс типа ПАС с самоформированным инструментом**

Конструктивная характеристика этих прессов обеспечивает условия самоформовки вытяжного инструмента, согласно „модельной детали" из легко плавкого сплава. Статья представляет фазы технологического процесса изготовления инструмента и главные технические характеристики прессов типа ПАС с самоформированным инструментом.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 4 рис., 1 табл., 1 лит.

ДК : 621.79.045

Костеа, Г. : **Вклад в освоение литьем предротора турбовоздуходувки двигателя А Л К О**

Работа описывает этапы определения технологии литья — формовки вышеупомянутой детали, которую можно поличить прецизионаым литьем легкоплавкими моделями. Метод обладает размерной и геометрической прецизионности, сходной тем, описанным на рисунках изготовления. Межполетные сердечники получают в гипсовых штампах из Bi-Sn с повышенной точкой плавки. Полученные описанным методом детали отвечают со всех точек зрения качественности, так, что их импорт можно исключать.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 7 рис., 5 лит.

ДК : 621.79.045 : 669.14.018.252.3

Попа, Х., Иоан, Еуджения, Костеа, Г., Казаку, Лучна : **Изготовление литьем инструмента из быстрорежущей стали**

Режущий инструмент, полученный непосредственно литьем, обладают размерами и структурой более похожими на те готовых деталей. Предусматриваются добавки обработки лишь на активных частях и на держателях. Устраняется таким образом значительный объем механической обработки, необходимый для изготовления такого инструмента и значительных потерь материала, что придает методу значительную экономическую эффективность.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10

ДК : 621.979.25 : 621.983—2

Штефан, Д. : **Проектирование на ЭВМ гибочных штампов для деталей горного оборудования**

Автор подчеркивает возможности типизации штампов проектированием на ЭВМ. Вопрос представлен как с точки зрения проектирования, так и информатики. Проектирование предназначено для серийных деталей, с возможностью расширения для других размеров. Программа была разработана на языке ФОРТРАН и ее можно использовать на ЭВМ ФЕЛИКС С—256.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 7 рис., 2 табл., 3 лит.

ДК : 621.979.25 : 621.983—2

Петё, Л., Нистор, Л. : **Определение состояния деформации при сечении штампа и у штампованной детали методом готового элемента**

Работа изучает методом готового элемента распределение состояния деформации штампа и штампованного полуфабриката, симетрических с осевой точки зрения, формы обращения. Анализируется последняя стадия штамповки в трёх вариантах погрузки и тремя различными силами. Используемый метод содействует получению ряда результатов, близких к существующему для этого типа штампа положению.

Constructia de maşini, 35 (1983),
н. 10, 5 рис., 4 табл., 3 лит.

CZ : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L. : **Aplicarea metodei elementului finit la trasarea traiectoriilor tensiunilor într-o matriță și în piesa matrițată. Distribuția tensiunilor pe cavitatea matriței**

Prin trasarea traiectoriilor tensiunilor au rezultat curbele după care materialele pieselor studiate sînt întinse, respectiv comprimate. Se studiază, apoi, distribuția tensiunilor normale și tangențiale pe conturul cavității matriței. Rezultatele experimentale, obținute pe calculator, conduc la concluzia că solicitarea matriței este neuniformă, cu zone de maximă și de minimă solicitare, ceea ce explică și uzura neuniformă a acesteia în exploatare. Din punct de vedere practic, materialul este util, în vederea unei proiectări raționale a matrițelor.

Construcția de mașini, 35 (1983), 3 fig., 2 tab., 3 ref. bibl.

CZ : 621.73

Dimitriu, S. P. : **Forjarea țaglelor direct din lingouri**

Spre deosebire de tehnologia clasică de forjat (pe prese sau ciocane de forjare liberă), tehnologia propusă utilizează o mașină de forjat radial. După o descriere succintă a noii tehnologii și a utilajului folosit (mașina de forjat SX-40), autorul prezintă principalele avantaje-tehnologice și economice — ale noului procedeu, care asigură o reducere a prețului de cost cu circa 10—20%.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 10, 7 fig., 4 tab., 3 ref. bibl.

DC : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L. : **The determination of the indirect stress in the cross-section of a matrix and in the press-formed tool, by the finite element method**

The article points out the distribution of the direct (σ_y ,σ_z) and tangential (τ) stress in various cross-section of a matrix and in a press-formed tool, stresses calculated by the finite element method [1, 2, 3]. The voltage variations diagrams, comprehended in the writing, allow a better knowledge of the way the matrix or the press-formed tool are stressed during the process of straining. The results thus obtained are very useful to the designers of open dies.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 4 figs., 2 tabs., 3 bibl. ref.

DC : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L. : **The use of the finite element method in order to plot the pathways of the stress in a matrix and a press-formed tool. The distribution of stress round the matrix cavity**

By plotting the pathways of the stress there have been obtained the curves according to which the substances of the examined tools are elongated and, respectively, contracted. The writing examines, then, the distribution of the direct and tangential stresses round the contour of the matrix cavity. The experimental results got on the calculator lead to the conclusion that the straining of the matrix is uneven, with points of maximum and minimum straining, which explains the uneven wear of the matrix during its exploitation. Concretely, the article is useful for a rational designing of the matrixes.

Construcția de mașini, 35 (1983), 3 figs., 2 tabs., 3 bibl. ref.

CD : 620.18

Dimitriu, S. P. : **The direct forging of blooms out of ingots**

Unlike the classical forging technology (press or hammer forging) the technology now suggested uses a radial forging machine. After a short description of this new technology and of the equipment used (the SX-40 forging machine), the author ponts out the main technological and economical advantages of the new process, which ensures a price-cut of about Io-20%

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 5 fig., 1 tabl., 13 réf.

CD : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L. : **Détermination de l'état de tension dans la section d'un moule et dans la pièce moulée, par la méthode de l'élément fini**

L'article présente le mode de distribution des tensions normales (σ_y, σ_z) et tangentielles (τ,) sur différentes sections du moule et de la pièce moulée, calculées à l'aide de la méthode de l'élément fini [1, 2, 3]. Les diagrammes de variation des tensions, attachés à l'ouvrage, permettent une meilleure connaissance de la manière dont les moules supportent les contraintes (et les pièces moulées), durant le processus de déformation. Les résultats obtenus servent aux ingénieurs d'étude des moules de forgeage.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 4 fig., 2 tab., 3 réf.

CD : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L. : **Application de la méthode de l'élément fini au traçage des trajectoires des tensions dans un moule et dans la pièces moulée. Distribution des tensions sur la cavité du moule**

En traçant les trajectoires des tensions on a obtenu les courbes indiquant le mode de tendre et de comprimer les matériaux des pièces étudiées. Ensuite, on étudie la distribution des tensions normales et tangentielles sur le contour de la cavité du moule. Les résultats expérimentaux, obtenus à l'aide de calculatrice, conduisent à la conclusion suivante : la contrainte subie par le moule n'est pas uniforme, elle marque des zones de contraintes maximale et minimale, ce qui explique aussi l'usure non-uniforme du moule en exploitation. Cet ouvrage est utile du point de vue pratique, en vue de réaliser la conception rationnelle des moules.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 3 fig., 2 tabl., 3 réf.

CD : 621.73

Dimitriu, S. P. : **Le forgeage des billettes directement à partir des lingots**

Contrairement à la technologie classique de forgeage (à l'aide de presses ou de marteaux de forgeage libre), la technologie proposée utilise une machine de forgeage radial. Apres une succinte description de la nouvelle technologie et de l'outillage utilisé (la machine à forger SX-40), l'auteur présente les principaux avantages, d'ordre technologique et économique, du nouveau procédé, qui assure une réduction d'environ 10—20% du prix de revient.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 10, 7 fig., 4 tabl., 3 réf.

DK : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L.: **Die Ermittlung des Spannungszustands im Querschnitt einer Matrize und im Preßling mit der Methode des finiten Elements**

Im Beitrag wird die Verteilung der Normalspannungen (σ_y, σ_z) und der Tangentialspannungen (τ) an verschiedenen Querschnitten der Matrize und des Preßlings beschrieben, Spannungen, die mit der Methode des finiten Elements [1, 2, 3] berechnet wurden. Die im Beitrag eingeschlossenen Diagrammen der Spannungsveränderungen ermöglichen eine bessere Kenntnis der Art in der die Matrizen, bzw. die Preßlinge, während der Verformung beansprucht werden. Die erzielten Ergebnisse dienen zur Ausarbeitung der Ausführungsunterlagen für Schmiedeformen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 4 Fig., 2 Tab., 3 Lit.

DK : 621.979.25:621.983-2

Pethö, L., Nistor, L.: **Die Anwendung der Methode des finiten Elements in der Markierung der Bahnen der in einer Matrize und in einem Preßling entstandenen Spannungen. Die Verteilung der Spannungen auf der Matrizenhöhlung**

Durch die Markierung der Spannungsbahnen entstehen Kurven, denen gemäß die Werkstoffe der untersuchten Werkteile gedehnt bzw, gepreßt werden. Untersucht wird ferner die Verteilung der Normal — und Tangentialspannungen am Rand der Matrizenhöhlung. Die mit Hilfe eines Rechners erzielten experimentalen Ergebnisse führen zur Schlußfolgerung, daß die Beanspruchung der Matrize nicht gleichmäßig erfolgt, sondern Zonen der Höchst — und Mindestbeanspruchung aufweist, wodurch sich auch der ungleichmäßige Verschleiß während des Betriebs erklären läßt. Der Beitrag ist vom praktischen Standpunkt her, für eine umsichtigere Projektierung der Matrizen nützlich.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 3 Fig., 2 Tab., 3 Lit.

DK : 621.73

Dimitriu, S. P.: **Das direkte Schmieden der Knüppel aus dem Blockguß**

Im Unterschied zur herkömmlichen Schmiedetechnologie (Preßschmieden oder Freiformschmieden) verwendet die vorgeschlagene Technologie eine Radialschmiedemaschine. Nach einer kurgefaßten Beschreibung der neuentwickelten Technologie und der verwendeten Anlage (die Schmiedemaschine SX-40) verden vom Autor die wichtigsten technologischen und ökonomischen Vorteile dieses neuentwickelten Verfahrens, das eine Herabstzung der Selbstkosten um etwa 10—20% gewährleistet, angeführt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 10, 7 Fig., 4 Tab., 3 Lit.

ДК : 621.979.25 : 621.983—2

Петё, Л., Нистор, Л.: **Определение состояния напряжения при сечении штампа и у штампованной детали методы готового элемента**

Статья представляет собой способ распределения нормального напряжения (σ_y, σ_z) и тангенциального (τ) на различных сечениях штампа и штампованной детали, расчитанного путем готового элемента [1, 2, 3]. Диаграммы вариации напряжения, показанные в работе, содействуют лучшему ознакомлению со способом использования штампов и штампованных деталей в процессе деформации. Полученные результаты полезны для проектировщиков ковочных штампов.

Construcţia de maşini, 35 (1983), н. 10, 4 рис., 2 таб., 3 лит.

ДК : 621.979.25 : 621.983—2

Петё, Л., Нистор, Л.: **Применение метода готового элемента для трасировки курса на штампе и штампованной детали. Распределение напряжения на впадине штампа**

Трасировка курса напряжения получили кривые, согласно которым материалы изученных деталей сжимаются. Изучается, потом, распределение нормального и тангенциального напряжения на контуре впадины штампа. Опытные результаты на ЭВМ ведут к выводу о том, что загрузка штампа неоднородна, с зонами максимальной и минимальной загрузки, что объясняет и неоднородный износ в эксплуатации. С практической точки зрения, материал полезен в целях рационального проектирования штампов.

Construcţia de maşini, 35 (1983), н. 10, 3 рис., 2 табл., 3 лит.

ДК : 621.73

Димитриу, С.П.: **Ковка заготовок непосредственно с слитков.**

По сравнению с классической технологией ковки (прессов или молотков свободно ковки), предлагаемая технология использует машину радиальной ковки. После краткого описания новой технологии и оборудования (ковочная машина SX—40), автор представляет главные технологические и экономические выгоды нового метода, обеспечивающего снижение себестомости, приблизительно на 10—20%.

Construcţia de maşini, 35 (1983), н. 10, 7 рис., 4 табл., 3 лит.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

CZ : 620.18

Creșterea rezistenței mecanice a cristalelor — consecință (în toate cazurile) a pretensionării elastice a rețelei matricei, datorate tensiunilor interne reactive, reziduale, generate prin ecruisarea (dezechilibrarea) mecanică sau termică a matricei*

Prof. dr. ing. Constantin **WANYOREK** — Universitatea Brașov

După [1, 2, 6—9, 11], singura cauză care determină creșterea rezistenței unei rețele cristaline (față de rezistența ei avută anterior) este constituită de fenomenul de ecruisare, de fenomenul de ecruisare, de dezechilibrare suplimentară și durabilă, a respectivei rețele.

Rezistența unui agregat policristalin (aliaj) depinde atît de rezistența proprie a cristalelor constituente, cît și de rezistența legăturilor intercristaline. Rezistența cristalelor depinde (la rîndul ei) de natura atomilor constitutivi, care determină mărimea forțelor ce leagă un anumit atom de atomii înconjurători din rețea.

A mări rezistența cristalului față de o stare inițială dată, înseamnă a mări forțele de legătură interatomice. Aceasta se poate realiza exclusiv prin dezechilibrarea—ecruisarea rețelei.

O rețea se află în echilibru cînd suma forțelor interatomice concurente în centrul fiecărui atom este nulă (vezi schema de clasificare a tensiunilor interne). Acest echilibru nu înseamnă, însă, absența forțelor de legătură. Existența acestora se manifestă din momentul cînd rețeaua începe să fie supusă unor forțe și energii străine, care tind să alterneze echilibrul, modificîndu-i forma prin deformările elastice-plastice pe care le imprimă.

Forțele străine care acționează asupra cristalului, se transmit de la sursa lor (exterioară sau interioară) către zonele învecinate, din aproape în aproape, din atom în atom (la fel precum forța de tracțiune a locomotivei se transmite de la vagon la vagon prin intermediul unei legături elastice), cu o viteză egală cu viteza sunetului în mediul respectiv [6, 11].

În modul acesta fiecare atom al rețelei ajunge să fie încărcat într-o măsură oarecare prin niște **forțe reale, tensiunile interne,** care au un caracter suplimentar față de forțele interatomice preexistente, specifice stării de echilibru a rețelei.

Aceste tensiuni interne, suplimentare, poartă numele de **tensiuni interne active.** Ele pot fi generate fie de cauze mecanice (exogene), fie de cauze termice (endogene).

Prezența lor se manifestă prin tendința ce o au de a disloca atomii din pozițiile lor inițiale, de echilibru (fig. 1). Învingînd rezistențele interne (frecările, barierele energetice opuse de rețea, tensiunile interne active împing acești atomi în poziții situate în afară de echilibru, ceea ce atrage după sine, progresiv, pe măsură ce crește intensitatea tensiunilor interne active, deformarea rețelei, inițial o deformare elastică, apoi și plastică, (fig. 2), sfîrșind cu ruperea, dacă creșterea forțelor active nu se plafonează la un moment dat.

Răspunsul rețelei la aceste intervenții ale tensiunilor interne active constă în dezvoltarea **unor tensiuni interne zise reactive,** care, în conformitate cu principiul lui Le Châtelier [13], tind să anuleze efectul tensiunilor interne active, prin reducerea atomilor dizlocați în pozițiile lor inițiale, de echilibru.

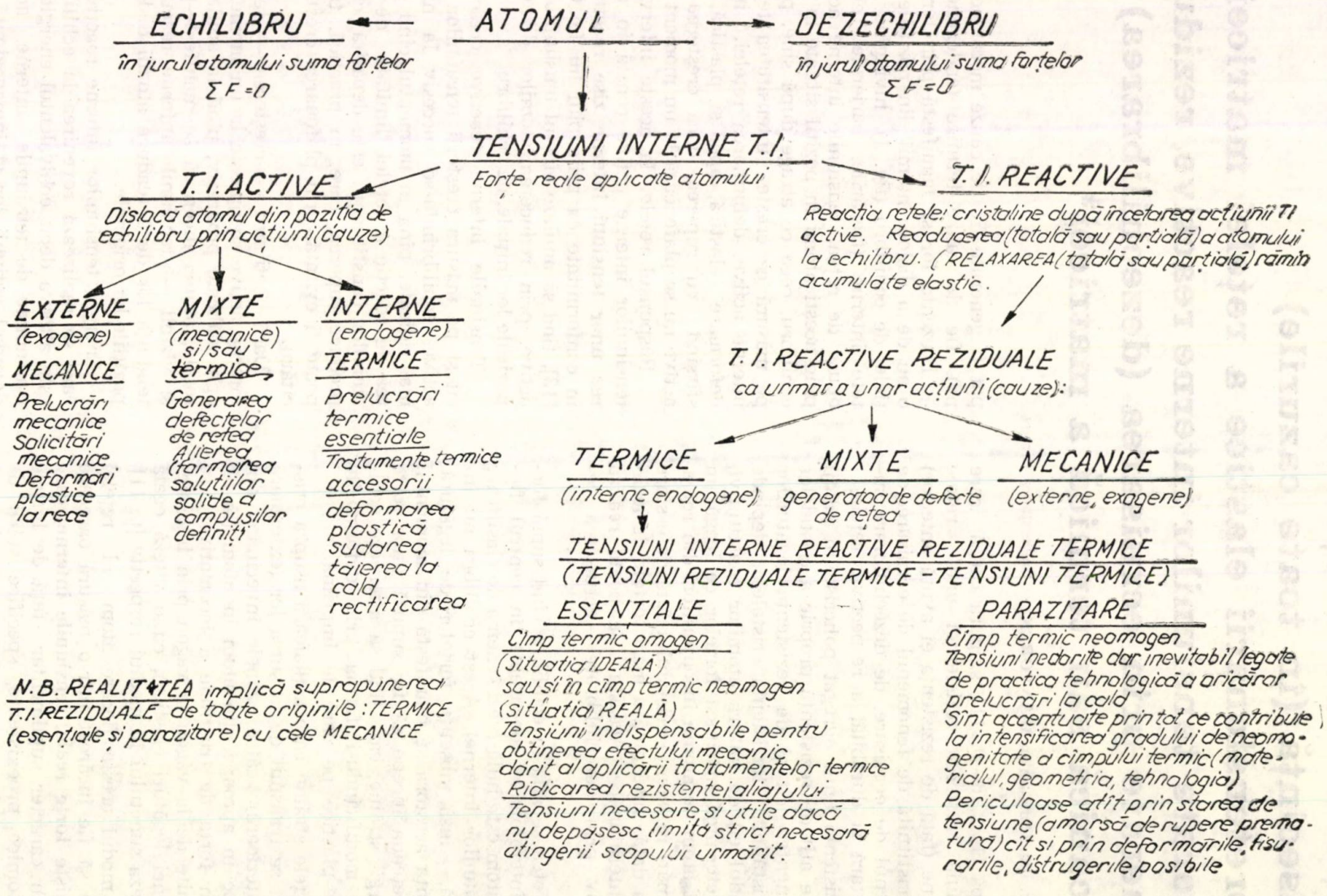
Tensiunile interne reactive cresc paralel cu și pe măsura creșterii tensiunilor interne active, echilibrîndu-se succesiv la nivele tot mai ridicate, pînă în momentul cînd capacitatea de reacție a rețelei, limitată de calitatea atomilor constituenți, este depășită, cînd se și produce ruperea, care, în practică, trebuie și poate fi evitată, prin plafonarea creșterii solicitării.

Dacă acțiunea — creșterea — tensiunilor interne active se oprește la un moment dat și apoi slăbește progresiv, pînă la anularea lor totală, atunci încep să se manifeste-progresiv și vizibil — tensiunile interne reactive, prin tendința lor de a readuce atomii dislocați în pozițiile lor originale.

Energia tensiunilor interne reactive, prin care se realizează revenirea la echilibru, nu este altceva decît echivalentul energiei străine consumate de tensiunile interne active în decursul acțiunii lor și înmagazinată în rețea

*) Comunicare prezentată la sesiunea științifică a Universității din Galați din 28—29 oct., 1982.

Tabelul 1



N.B. REALITATEA implică suprapunerea T.I. REZIDUALE de toate originile: TERMICE (esențiale și parazitare) cu cele MECANICE

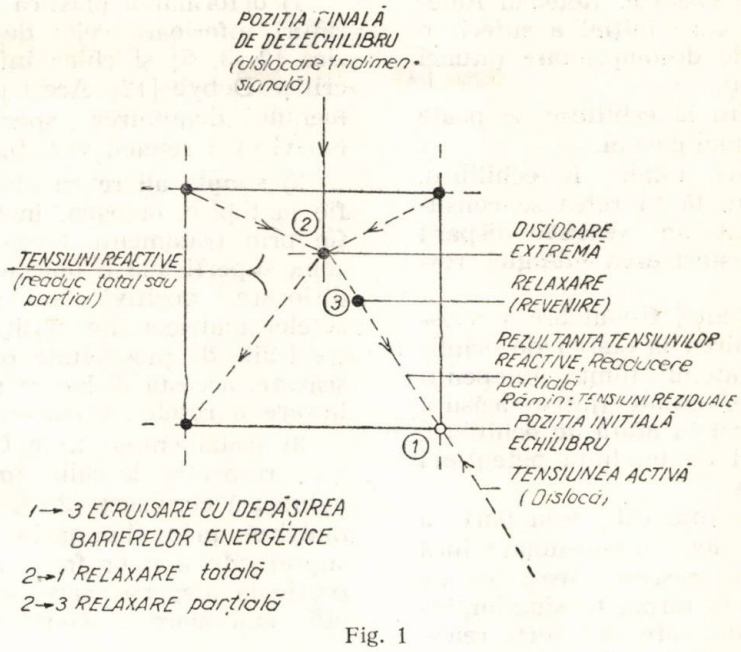

POZITIA FINALĂ
DE DEZECHILIBRU
(dislocare tridimen-
sională)
DISLOCARE
EXTREMĂ
TENSIUNI REACTIVE
(readuc total sau
parțial)
RELAXARE
(REVENIRE)
REZULTANTA TENSIUNILOR
REACTIVE, Reducere
parțială
Rămîn: TENSIUNI REZIDUALE
POZITIA INITIALĂ
ECHILIBRU
TENSIUNEA ACTIVĂ
(Dislocă)
1→3 ECRUISARE CU DEPĂȘIREA
BARIERELOR ENERGETICE
2→1 RELAXARE totală
2→3 RELAXARE parțială

Fig. 1

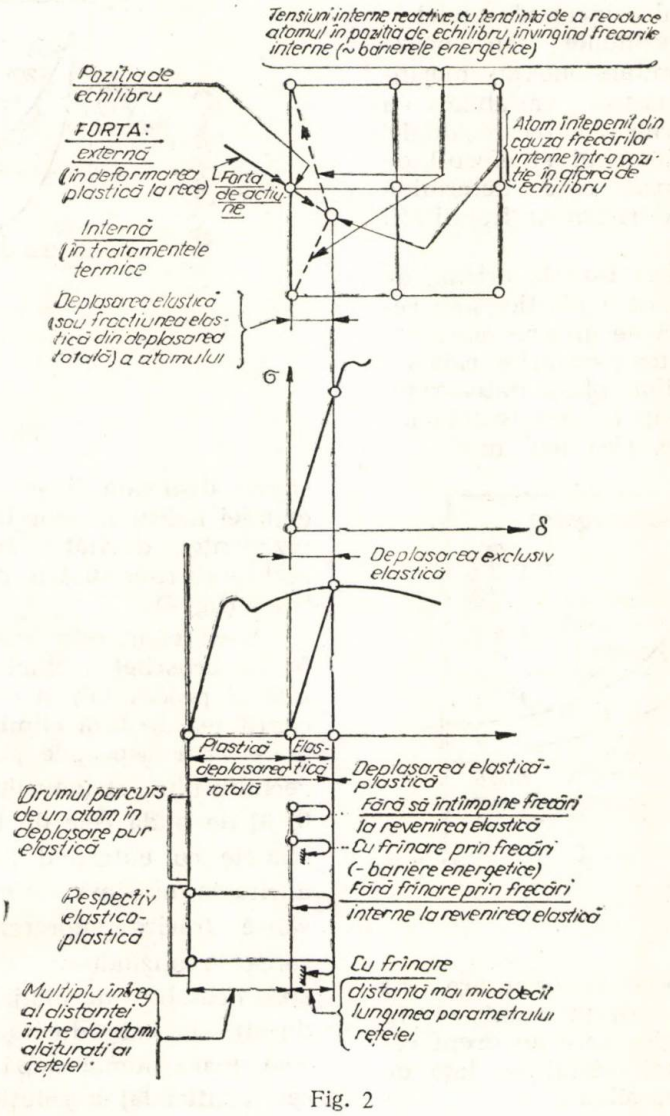

Tensiuni interne reactive, cu tendință de a reduce
atomul în poziția de echilibru, învingînd frecările
interne (~ barierele energetice)
Poziția de
echilibru
FORȚA:
externă
(în deformarea
plastică la rece)
Forța
de acțiu-
ne
Internă
(în tratamentele
termice
Atom înțepenit din
cauza frecărilor
interne într-o poziție în afară de
echilibru
Deplasarea elastică
(sau fracțiunea elas-
tică din deplasarea
totală) a atomului
σ
δ
Deplasarea exclusiv
elastică
Plastică
deplasarea
totală
Elas-
tică
Deplasarea elastică-
plastică
Drumul parcurs
de un atom în
deplasare pur
elastică
Fără să întîmpine frecări
la revenirea elastică
Cu frînare prin frecări
(- bariere energetice)
Fără frînare prin frecări
interne la revenirea elastică
Respectiv
elastico-
plastică
Cu frînare
Multiplu întreg
al distanței
între doi atomi
alăturați ai
rețelei
distanță mai mică decît
lungimea parametrului
rețelei

Fig. 2

sub formă de tensiuni elastice. Rețeaua funcționează ca un resort care inițial a suferit o comprimare, urmată de decomprimare (atunci cînd slăbește strîngerea).

Operația de revenire la echilibru se poate realiza fie total, fie numai parțial.

În decursul revenirii totale la echilibru, energia elastică acumulată în rețea se consumă total, tensiunile interne reactive dispar; se anulează prin transformarea energiei respective în mișcare.

Dacă, datorită inflenței frenatoare a rezistențelor interne, revenirea la starea de echilibru este incompletă, atomii rămîn înțepeniți în poziții intermediare, situate (într-o măsură mai mică sau mai mare) în afară de echilibru, ei fiind totuși animați de tendința potențială de a reveni la echilibru.

Motorul acestei tendințe este acea parte a energiei elastice a rețelei, neconsumate încă prin transformarea ei în mișcare. Acest rest de energie se manifestă sub forma **tensiunilor interne reactive, reziduale,** care sînt forțe reale, suplimentare, adăugate la forțele interatomice corespunzătoare echilibrului ideal al rețelei.

Tensiunile interne reziduale tensionează suplimentar rețeaua (o pretensionează), mărindu-i rezistența într-o măsură variabilă cu mărimea tensiunilor interne reactive reziduale.

În aceasta constă fenomenul și efectul de ecruisare — singura cauză care determină sporirea rezistenței, a durității și fragilității unei rețele.

Producerea acestui efect este favorizată de temperaturile scăzute, la care plasticitatea rețelei este redusă iar frecările interne mari — și este defavorizată de temperaturile ridicate la care mobilitatea atomilor, plasticitatea rețelei sînt mai mari, în timp ce rezistențele interne, frecările, barierele, sînt mai mici.

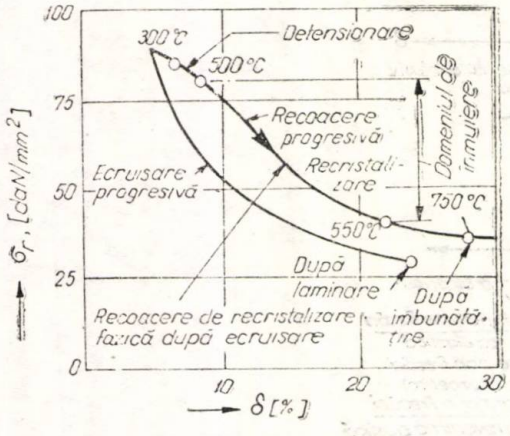


Fig. 3

Existența acestui proces de ecruisare se recunoaște cu ușurință — drept cauză — în toate procedeele tehnologice care au drept rezultat creșterea rezistenței cristalului față de o stare a lui anterioară, de pildă :

1) **deformarea plastică la rece** — la temperaturi inferioare celei de recristalizare nefazică [2, 3, 5] și chiar inferioară temperaturii critice Debye [12]. Acest proces a și dat fenomenului denumirea specifică de ecruisare (strivire) a rețelei, vezi figurile 1, 2, 3;

2) **simpla aliere** cu atomi străini (introduși fie la topire, omogen, în toată masa aliajului, fie prin tratamente termochimice, numai în zona superficială a obiectelor) — determină o dislocare, pozitivă sau negativă, a atomilor rețelei matricei din pozițiile lor inițiale. În condițiile de plasticitate redusă la temperaturi scăzute, această dislocare realizează o dezechilibrare a rețelei, ecruisarea ei (fig. 3);

3) tratamentele termofizice de călire-revenire, respectiv de călire-îmbătrînire, realizează o intensă ecruisare [2, 3, 6, 7, 9] — a rețelei matricei, prin eliminarea din soluții solide suprarăcite a unor faze noi, sub formă de particule disperse, care, avînd un volum specific mai mare în starea eliminată decît în

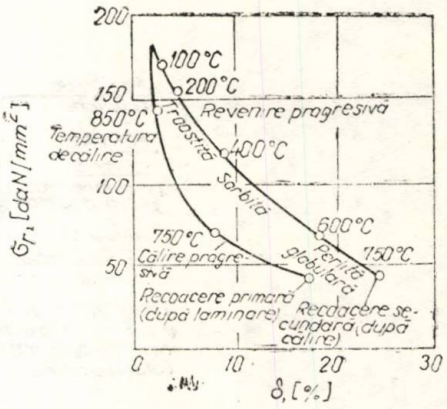


Fig. 4

starea dizolvată (lege aproape generală a chimiei fizice), conduc la creșteri însemnate ale rezistenței, durității, fragilității, datorită dezechilibrării-ecruisării puternice a rețelei matricei (fig. 4).

Acest efect este oarecum proporțional (fig. 5), cu **bruschețea eliminării** (gradul de izotermie al procesului) și cu **masivitatea** lui (cu cantitatea de fază eliminată) [6, 8, 13]. Ca urmare apar aspectele structurale specifice dezechilibrului, structurile de tranziție [2, 3, 5, 6, 9] de pildă cele de tip martensitic, care în aliajele cu eutectoid (tip fier-carbon), unde duritatea maximă se manifestă imediat după călire (răcire supracritică) eliminarea-ecruisarea realizîndu-se deja în decursul călirii, spre deosebire de aliajele fără eutoctoid (tip dural) la care duritatea (eliminarea-ecruisarea) apare numai după îmbătrînirea (naturală sau artificială) a soluției solide suprasaturate

obținute prin călire. Elementele de aliere, dizolvate în matrice, măresc ecruisabilitatea acesteia (ca nichelul în oțeluri), în timp ce elementele care formează faze independente precipitabile (precum cromul, care generează carburi în oțeluri) măresc masa de particule ecruisante.

Revenirile, respectiv recoacerile la temperaturi mai ridicate decît temperaturile de îmbătrînire pentru duritate maximă, determină procesul de recristalizare fazică sau nefazică. Se constată aceasta atît la **încălzire** (dacă ecruisarea prin deformare plastică s-a realizat anterior acestei încălziri și indiferent dacă această ecruisare a fost realizată prin forțe termice [10], cît și la răcire (cînd ecruisarea prin deformare plastică a fost realizată anterior răcirii, la temperaturi superioare celor de recristalizare). Condiția apariției acestui fenomen de remanență a efectului de ecruisare

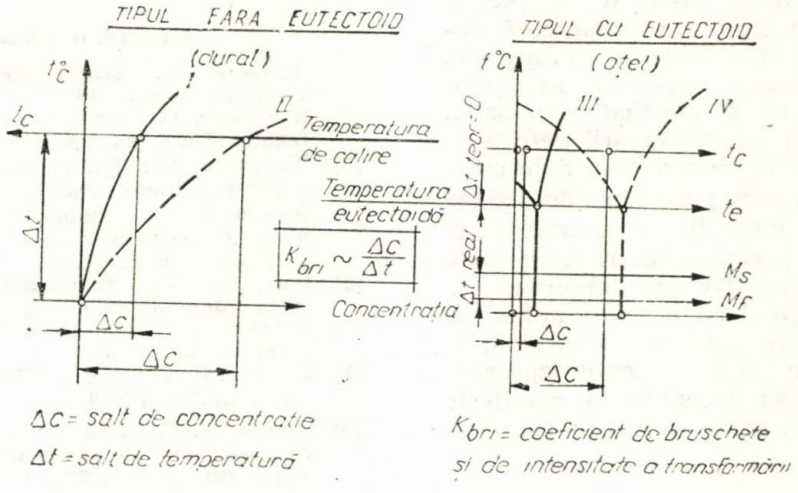


Fig. 5

atenuarea efectelor ecruisării, datorită dilatării termice și a creșterii plasticității matricei ;

4) **tratamentele mecano-termice** — constau într-o etapă mecanică, de deformarea plastică la rece, de intensitate gradată după nevoie, această deformare fiind însoțită de ecruisarea respectivă — după care urmează o etapă termică, de reîncălzire, de asemenea, gradată (fig. 3). Acest proces aplicat la oțeluri noi, este comparabil, ca efect și mecanism, cu călirea și revenirea oțelurilor dure (fig 4), ecruisarea fiind datorată fie unor forțe mecanice externe în cazul tratamentului mecano-termic, fie unor forțe interne, declanșate pe cale termică, în cazul tratamentelor termo-fizice ;

5) tratamentele termomecanice (termomagnetice, etc.) produc o ecruisare complexă, cu efecte uneori paradoxale, datorită suprapunerii ecruisării prin cauze externe, mecanice, generate de deformarea plastică la cald, peste ecruisarea datorată cauzelor interne, termice (acestea din urmă putîndu-se diferența atît ca nivel cît și ca regim de variație a temperaturilor) ;

6) este cazul de a se menționa aici existența procesului de **remanență (histerezis) a fenomenului de ecruisare** [10] fenomen care constă în persistența, supraviețuirea, efectului de ecruisare chiar și în condițiile unor temperaturi la care în mod obișnuit este de așteptat dispariția, desființarea ecruisării prin este ca intervalele de temperatură respective să fie parcurse rapid, prin încălziri sau răciri accelerate, iar menținerile în intervalele critice să fie de scurtă durată [6, 7]. Remanența efectului de ecruisare (microfisurare) s-a constatat și cu ocazia accelerării (prin precălire) a maleabilizăriii fontelor albe americane [6, 10] ;

7) **rezistența ridicată a monocristalelor filiforme** (mustăți) se datorește tot unui proces de ecruisare, realizat în condițiile ideale oferite de rețeaua unitară și total lipsită de defecte, atît de defecte de structură (ale rețelei propriu-zise) cît și de defecte de material (incluziuni străine) [11] a monocristalelor. Rezistența monocristalelor se măsoară, de regulă, prin încercarea de tracțiune.

Forța de tracțiune transmisă monocristalului constituie, prin ea însăși, o cauză de deformare plastică a acestuia și implicit de ecruisare a rețelei sale. Datorită însă perfecțiunii ideale a rețelei monocristalului, transmiterea din aproape în aproape, disiparea în volum a forței de tracțiune în rețeaua monocristalului are un caracter atît de omogen, încît întreaga masă de atomi este pusă la contribuție în mod egal — ceea ce nu se întîmplă în materialele policristaline, unde defectele de structură și de material, existente atît în zonele intercristaline cît și în cristalele singulare, determină apariția de vîrfuri de

tensiune, în dreptul cărora rezistența la rupere ideală este local depășită, aceste puncte defectuoase reprezentînd tot atîtea, numeroase, amorse de rupere prematură, efect similar întrucîtva cu procesul ruperii prin oboseală [3];

8) **defectele de rețea** propriu-zise nu ecruisează, prin ele însele (în mod direct) rețeaua matricei, mărindu-i duritatea și rezistența cum se consideră în general, ci existența acestor defecte este numai simptomul vizibil al existenței unor procese de ecruisare declanșate de acele cauze (forțe, energii) care generează defecte și, concomitent cu aceasta și prin aceasta, dezechilibrează rețeaua — ceea ce, în condițiile de temperatură și plasticitate scăzute, existente chiar în momentul creării defectelor sau ulterior acestui moment — determină ecruisarea rețelei, factorii generatori de defecte devenind astfel, în mod direct, cauzele unui proces de ecruisare a rețelei matrice, cu toate consecințele cunoscute. Trebuie observat că excesul cantitativ de defecte, ca simptom al excesului de ecruisare existent, determină, la un anumit nivel atins, o asemenea dezagregare a coeziunii rețelei, încît începe să se manifeste efecte contrare, de scădere a rezistenței acesteia.

Concluzii

Se prezintă fenomenul de ecruisare (dezechilibrare durabilă a matricei cristaline) sub acțiunea tensiunilor interne active, drept cauză unică a sporirii rezistenței rețelei cristaline (față de starea ei anterioară). Acest rezultat este datorat pretensionării matricei prin tensiunile interne reactive reziduale acumulate elastic în rețea, ca niște rămășițe ale reacției rețelei la acțiunea tensiunilor interne active. Acest mecanism se poate identifica în toate procesele tehnologice de sporire a rezistenței, cunoscute — inclusiv în explicarea rezistenței excepționale a monocristalelor filiforme — în timp ce defectele de rețea, propriu-zise, se arată că nu determină direct, prin ele însele, creșterea rezistenței rețelei, existența acestor defecte fiind numai semnul vizibil, indirect al existenței unui proces de ecruisare al rețelei, datorat direct acelor cauze (forțe, energii) care, în același timp cu crearea defectelor de rețea, o dezechilibrează pe aceasta — ceea ce în condițiile de temperatură și de plasticitate scăzute, realizate concomitent sau ulterior creării defectelor, determină ecruisarea, rețelei, cu toate consecințele.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wanyorek, C.*: Tratamente termice. Curs, Universitatea Brașov, 1973.
[2] *Wanyorek, C.*: Tratamente termice. Curs și laborator, Universitatea Brașov, 1975.
[3] *Wanyorek, C.*: Tratamente termice. Curs, Universitatea Brașov, 1982.
[4] *Wanyorek, C.*: Modul de lucru științific. Revista „Construcția de mașini", 12/1966, p. 731—737, 4/1967, p. 421—424.
[5] *Wanyorek, C.*: Terminologia specialității. Revista „Metalurgia", 6/1972.
[6] *Wanyorek, C.*: Teoria unitară a călirii. Revista „Metalurgia", 8/1967.
[7] *Wanyorek, C.*: Termodinamica călirii. Revista „Metalurgia", 4/1968.
[8] *Wanyorek, C.*: Contribuții la metalurgia fizică. Simpozionul Internațional de Tratamente Termice, București, 1979, vol. I, nr. p. 125—133.
[9] *Wanyorek, C.*: Aspectul structural martensitic. „Metalurgia", 4/1980, p. 186—189.
[10] *Wanyorek, C.*: Grafitizarea. „Metalurgia", 8/1977, p. 414—423.
[11] *Wanyorek, C.*: Rezistența aliajelor. Lucrările Inst. de Înv. Sup. Tîrgu-Mureș, 1980, vol. III, p. 1—12.
[12] *Wanyorek, C.*: Difuzia. Institutul politehnic Timișoara, 1981, vol. I, p. 31—38.
[13] *Wanyorek, C.*: Bazele comunicării. Metalotehnica, Tîrgu-Mureș, 1982.

CZ : 621.78

Cu privire la unele aspecte tehnologice ale realizării discurilor tăietoare pentru mașinile de forat galerii orizontale

Ing. Lucia **CAZACU**, ing. Mircea Ion **BOJIȚĂ**, ing. Armand **VASILIU**, ing. Dragoș **DIACONU**, ing. Liliana **ȘESAN** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Descrierea cazului

În 1982 s-a pus problema asimilării și producerii în țară a discurilor tăietoare de la capetele de forat ale mașinilor de săpat galerii orizonatale pentru lucrări hidrotehnice. Acestea sînt piese de consum — de fapt scule — destinate dislocării solului prin tăiere, compresiune și măcinare, tipul solicitărilor fiind aleatoriu (abraziune, șocuri), în funcție de regimul de lucru și natura solului săpat.

Eficiența săpării este determinată de randamentul sculei și de frecvența întreruperilor pentru schimbarea celor uzate. În aceste condiții asimilarea și producerea discurilor tăietoare, cel puțin la performanțele celor originale, este hotărîtoare pentru asigurarea unei exploatări eficiente.

Cîteva generalităţi privind obiectul cercetării

În aceste condiţii proiectantul construieşte piesa din figura 1 (disc de 14 inch) indicînd următoarele prescripţii :

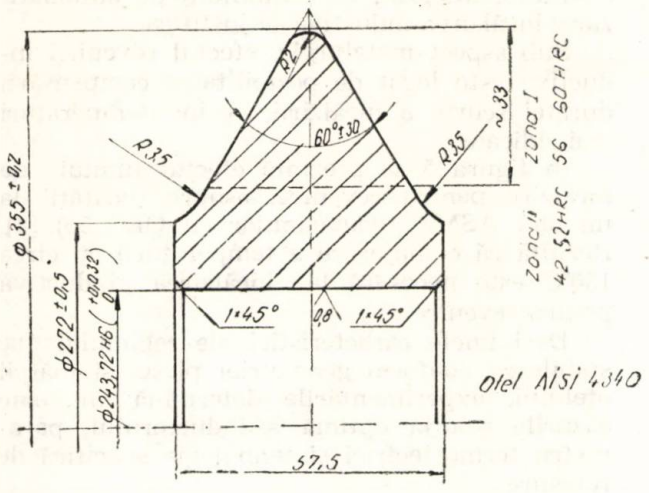


Fig. 1 Secţiune în discul tăietor de 14 inch.

— oţel AISI 4340 ;

— structură diferenţiată zonal după cum urmează :

I — de la vîrf pînă la 33 mm, martensită de revenire ;

II — de aici pînă la suprafaţa interioară, troostită de revenire ;

— pe axa secţiunii I duritatea va fi 56 . . . 60 HRc, iar spre baza secţiunii II se prevede o scădere constantă de la 52 la 42 HRc;

— puritatea globală conform STAS 5949-79: suma incluziunilor pe acelaşi cîmp . . . . . 3,5 . . . 4,0.

Oţelul AISI 4340 are o compoziţie chimică (%) care poate fi comparată cu 45 X H 2 — MFA (GOST 4573/71) şi echivalentul său românesc 45 H N 2 — MFA-S (C.O.S. — Tîrgovişte), similar şi cu 5 X H M (GOST), tabelul 1.

Caracteristica oţelurilor din această grupă este asocierea unei tenacităţi crescute cu rezistenţă de rupere şi călibilitate ridicate. În cazul acestui oţel prezenţa molibdenului explică evitarea sensibilităţii la revenire în zona 500—600°C care dă duritate 41—45 HRc. Cromul, molibdenul şi vanadiul asigură creşterea călibilităţii şi a durităţii iar nichelul duce la creşterea tenacităţii şi a rezistenţei la rupere prin şoc.

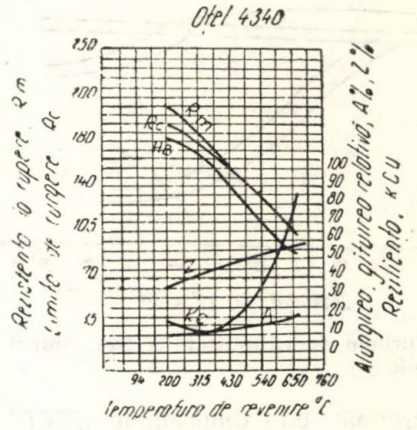


Fig. 2 Variaţia proprietăţilor mecanice cu temperatura de revenire la un oţel AISI 4340 (călit de la 820—840° în ulei, epruvetă ∅12) [2].

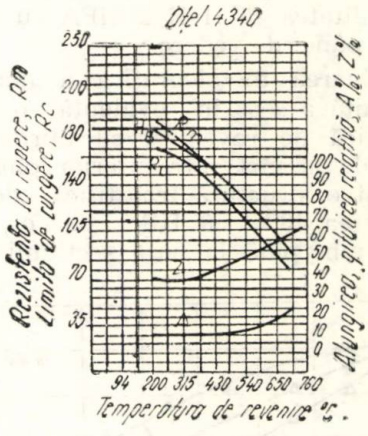


Fig. 3 Variaţia proprietăţilor mecanice, cu temperatura de revenire (călit de la 830°C în ulei ∅100) [2].

Variaţia proprietăţilor mecanice ale unui oţel AISI 4340 în funcţie de regimurile termice este arătată în figurile 2 şi 3.

Tabelul 1

Marcă oţel	C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Mo	Al	V
AISI 4340	0,43÷ 0,49	0,7÷ 0,9	0,15÷ 0,25	max. 0,02	max. 0,02	1,45÷ 1,6	0,7÷ 0,95	0,2÷ 0,35	0,014÷ 0,04	0,1÷ 0,2
45 X H 2-MFA	0,42÷ 0,5	0,5÷ 0,8	0,17÷ 0,37	max. 0,03	max. 0,03	1,3÷ 1,8	0,8÷ 1,1	0,2÷ 0,3		0,1÷ 0,18
5 X H M	0,52	0,7	0,29	max. 0,015		1,69	1,09	0,43		0,14

Fragilitatea de revenire, care se manifestă prin reducerea valorilor rezilienței, se datorește apariției unor precipitate de carburi la limita de grăunți.

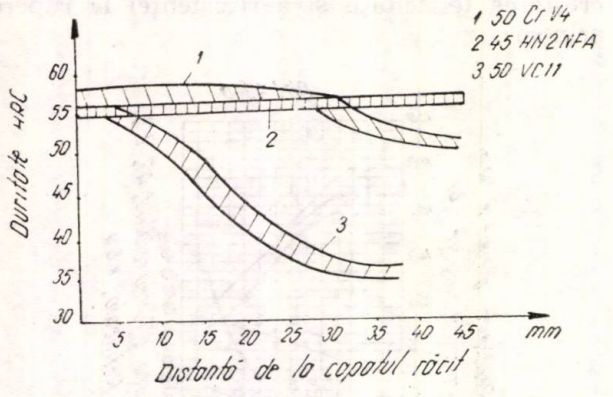


Fig. 4 Curbele de călibilitate a trei oțeluri comparabile [1].

Împreună cu diagramele „TTT" și cu curbele de călibilitate se poate evalua comportarea la tratament termic a acestui oțel.

În figura 4 se prezintă curbele de călibilitate ale cîtorva oțeluri, care scot în evidență compatibilitatea 45 H N 2 MFA cu AISI 4349 din acest punct de vedere.

Examinarea metalografică a unor discuri de referință a scos în evidență o structură martensitică de revenire, cu durități 58.... 55 HRc de la vîrf spre interior pînă la circa 30 mm și o structură troostitică de revenire cu duritatea 43...50 HRc pe o zonă de 20...25 mm pînă la baza secțiunii.

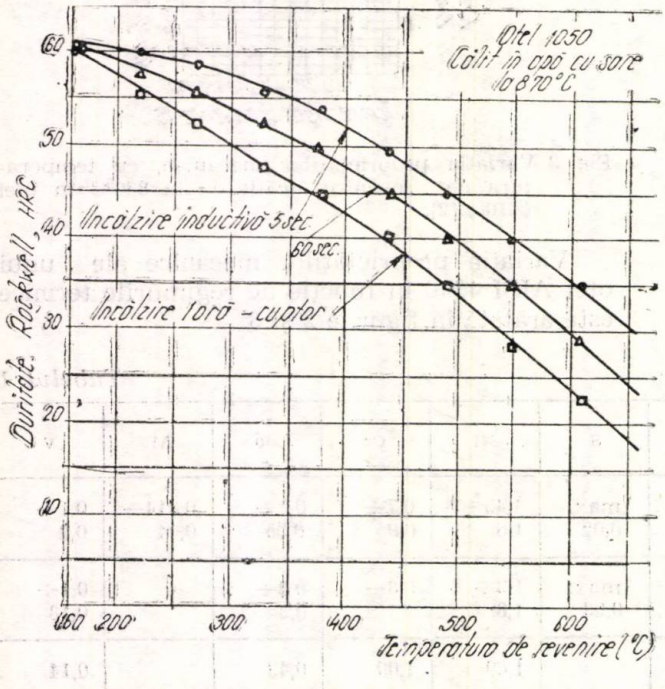


Fig. 5 Variația durabilității în funcție de temperatura și modul de revenire.

Din această examinare, corelată cu geometria piesei, a rezultat ca posibilă aplicarea unei reveniri locale dinspre interiorul discului, prin încălzire cu inducție, după călirea și detensionarea întregii piese.

Totodată, sub aspectul angrenării unui flux continuu, integrat, cu posibilități de automatizare, încălzirea inductivă se justifică.

Sub aspect metalurgic, efectul revenirii inductive este legat de posibilitatea compensării duratei scurte a încălzirii, prin temperaturi mai ridicate.

În figura 5 se prezintă efectul tipului de încălzire pentru revenire, asupra durității la un oțel ASME 1050 (similar cu OLC 55) [4]. Rezultă că o majorare a temperaturii cu circa 130°C este necesară la încălzirea inductivă pentru revenire.

Deși unele caracteristici ale regimului se stabilesc conform geometriei piesei și mărcii oțelului, experimentările determină în toate cazurile soluția optimă a inductorului, parametrii termoelectrici și tehnologia specifică de revenire.

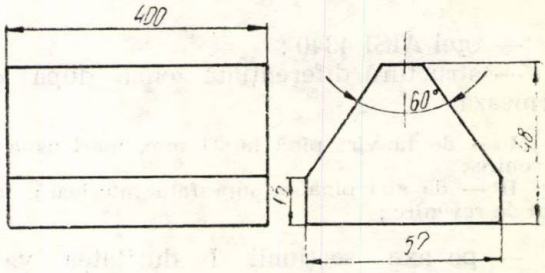


Fig. 6 Epruvete pentru experimentările de revenire.

Astfel, s-a ales frecvența de 2500 Hz, s-a determinat gradientul de temperatură (150°C) și durata de încălzire (38 sec.).

Programul experimental

Pentru experimentări s-au utilizat bare forjate ⌀58 din oțel 45 H N 2 MFA-S din care s-au executat :

— proba de călibilitate Jominy ;
— probe metalografice ;
— încercări de rupere la tracțiune ;
— încercări de rupere la șoc ;
— probe pentru verificarea fragilității de revenire ;
— probe pentru revenire cu încălzire inductivă (fig. 6).

Utilajele folosite :

— cuptor electric cu rezistențe T_{max} = = 900°C ;
— bazin de călire ulei ;
— cuptor de revenire cu rezistențe T_{max} = 600°C ;
— instalație de încălzire inductivă, compusă din :

— grup convertizor 2500 Hz, 125 kW ;
— dulap de comandă și reglaj tip Automatica ;
— baterie de condensatoare cu posibilitate de reglare în trepte fine a valorii de compensare ;
— transformator de adaptare tip MSJ 18 ;
— dispozitiv de prindere epruvete ;
— inductoare ;
— aparatură de măsură și control temperaturi.

Lățimea inductorului este de 70 mm. La o viteză de deplasare a piesei de 2 mm/sec., s-a asigurat o durată de menținere a epruvetei 35 s. și o temperatură de 600°C la ieșirea din inductor ; a urmat o răcire liberă în aer. Puterea specifică rezultată din măsurători a fost

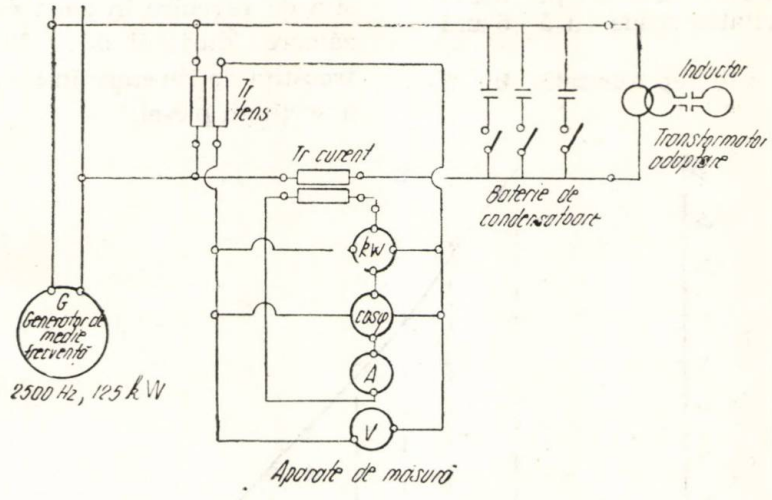


Fig. 7 Schema instalației de încălzire prin inducție.

Schema instalației de încălzire inductivă este reprezentată în figura 7.

Încercările de călire s-au efectuat de la temperatura de 860° modificînd durata de menținere (15 ... 40 min), mediul de răcire (lei/apă), temperaturile, duratele și mediile de revenire (200 ... 550°C/60 ... 120 min/aer, apă, cuptor).

Primul inductor experimental a fost pentru încălzire de suprafețe plane avînd doi conductori activi echipați cu concentratori de cîmp, confecționați din tole.

de 0,6 kW/cm², la limita superioară indicată pentru reveniri.

Verificările, ale căror rezultate se vor descrie mai departe, au condus la necesitatea proiectării și execuției unui alt inductor nr. 2, lungime mai mare (130 mm), pentru a permite puteri specifice mai mici, corelate cu timpii de trecere a piesei prin fața inductorului (46 sec.), permițînd astfel o propagare mai uniformă a căldurii de la suprafață spre interior și s-a introdus răcirea cu apă a zonei de vîrf (pînă la 33 mm) în timpul încălzirii inductive. Ră-

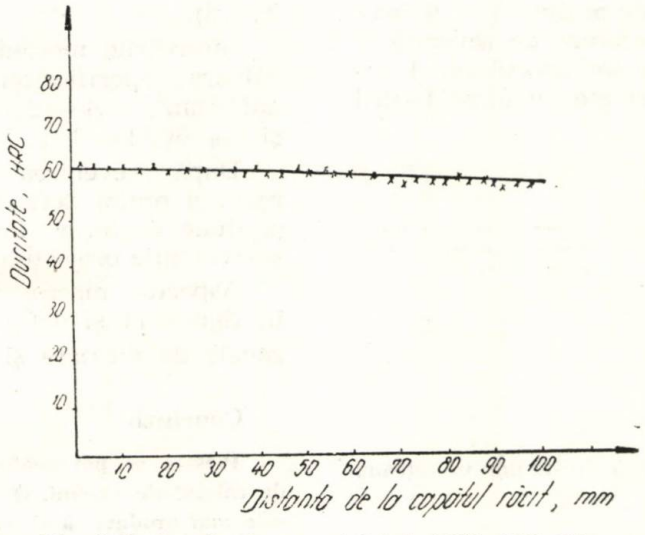


Fig. 8 Curba Jominy a oțelului AISI 4340 [2]

cirea integrală a piesei s-a realizat cu jet de apă prin intermediul unui stropitor circular, plasat la distanța de 130 mm sub inductor.

Rezultate

Proba Jominy a demonstrat o bună călibilitate a oțelului 45 H N 2 MFA-S : pe o lungime de 100 mm duritatea scade cu 5—6 unități HRc (figura 8).

Variația durității este reprezentată în figura 9.

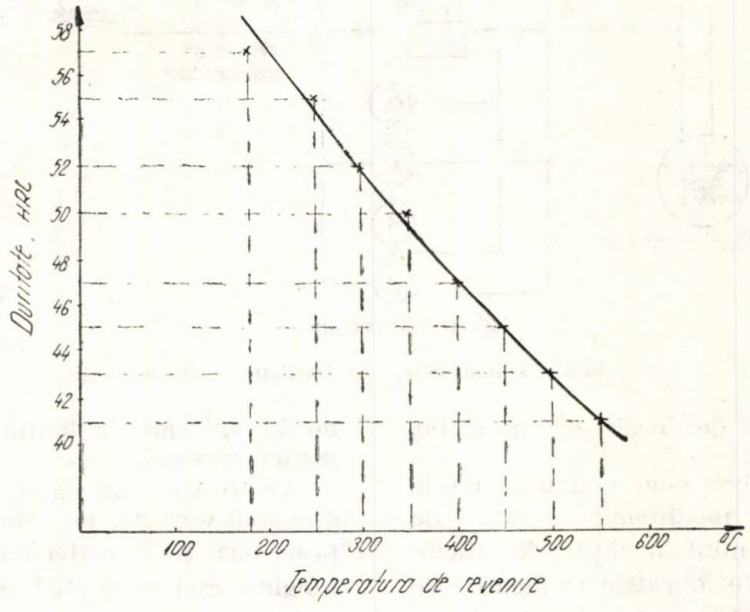


Fig. 9 Variația durității în funcție de temperatura de revenire la oțelul 42 H N 2 — MFA — S.

Rezultatele încercărilor mecanice indică o bună corelare a valorilor obținute, cu regimul de revenire aplicat. Valorile încercărilor de rupere la șoc (K_{Cu}) sînt de ordinul 4 . . .6 daJ/cm^2, în funcție de temperatura de revenire.

Revenirea aplicată cu inductorul nr. 1, pe probe executate și controlate conform figurii

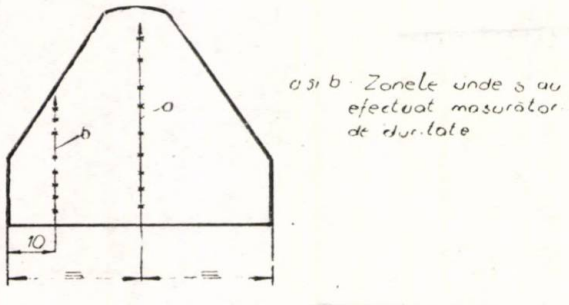


Fig. 10 Modelul de verificare a durităților în rețeaua transversală.

10, a arătat o discontinuitate a creșterii durității în secțiune transversală, o distribuție necorespunzătoare și scăderea durității în zona de vîrf (fig. 11).

Cu inductorul nr. 2, prin aplicarea unei temperaturi de 620°C la suprafață și răcirea cu apă, se rezolvă această problemă, variația durității fiind conform diagramelor din figurile 12, a și b.

Analizele metalografice evidențiază martensita de revenire în zona de vîrf (I), corespunzătoare durității 56 . . . 58 HRc (fig. 13 a) și troostita de revenire în zona de bază (fig. 13 b) a secțiunii piesei.

Puritatea oțelului este corespunzătoare datorită rafinării prin retopire în baie de zgură (punctaj total incluziuni pe același cîmp, 3 . . . 4).

Încercările mecanice dau valori corespunzătoare specificației AISI (R_a = 145 . . . 206 daN/mm^2, A = 2,5 . . . 9,4%, Z = 8 . . . 43% și K_{cu} 30/2 = 4 . . . daJ/cm^2).

După revenirea prin încălzire inductivă, regimul optim definește variația durității pe secțiune conform figurii 12, care satisface prescripțiile proiectului.

Aspectul macrostructural este reprezentat în figura 14 și definește diferențierea între zonele de duritate și structuri diferite.

Concluzii

Piesele se pot realiza la caracteristicile cerute de caietul de sarcini. O laminare profilată a inelului este mai productivă și poate conduce la o creștere a rezistenței la oboseală a sculei, datorită fibrajului.

Tratamentul în masă este cel clasic (850—870°C) cu răcire în ulei și revenire la 180 . . . 200°C și răcire în aer.

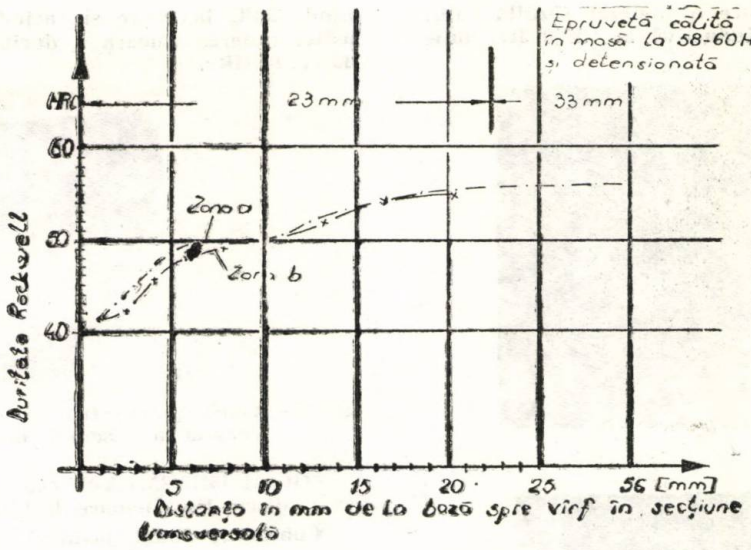
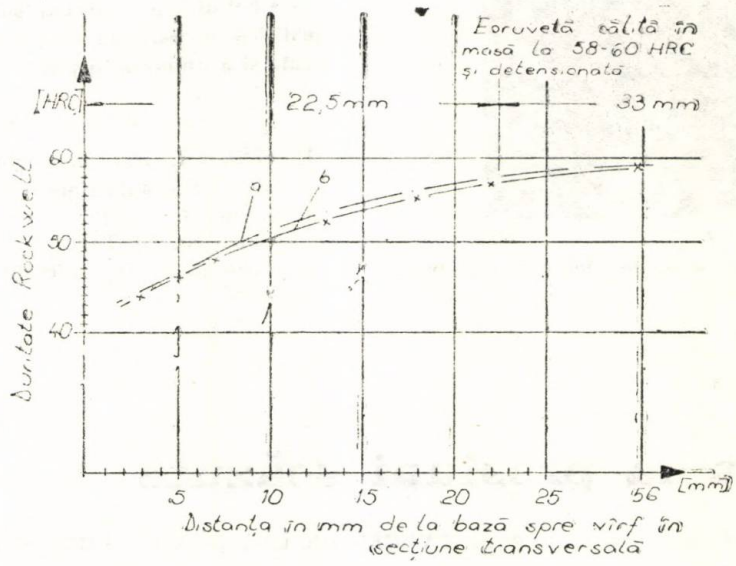
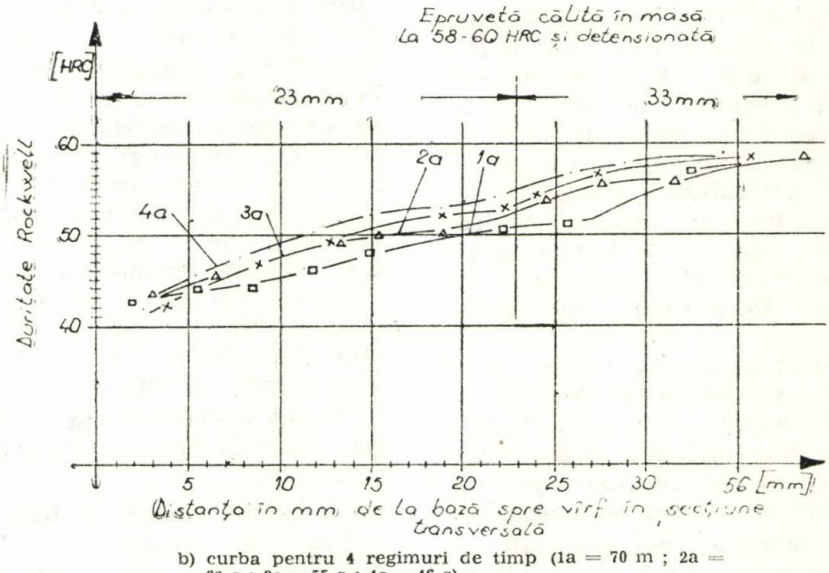


Fig. 11 Curba durităților obținute cu regimul I.

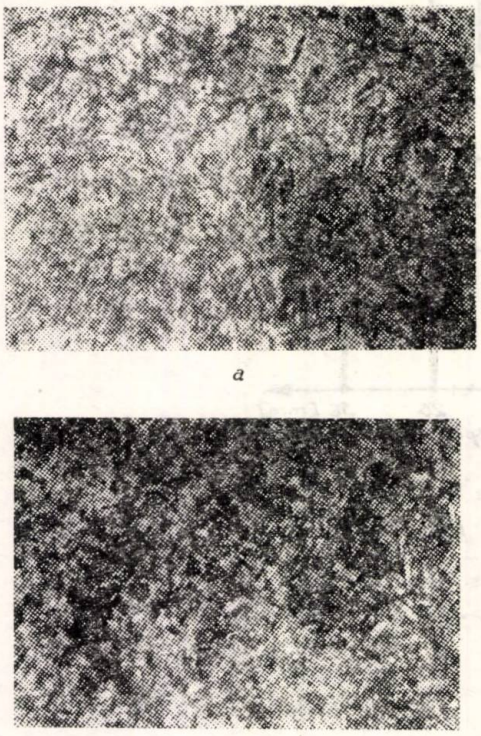


12. Curba durităților obținute cu regimul II.
a) curba medie ;



b) curba pentru 4 regimuri de timp (1a = 70 m ; 2a = 62 s ; 3a = 55 s ; 4a = 46 s).

Realizarea zonei tenace a inelului rezultă din revenirea prin încălzire inductivă la 2500 Hz, obținînd 620°C la ieșire și răcind în apă: se asigură astfel căderea lineară a durității de la 58 HRc la 43....44 HRc.



a

b

Fig. 13 Microstructura în zona de vîrf (a) și la bază (b).

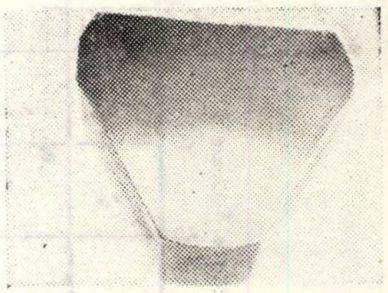


Fig. 14 Aspect macrostructural în secțiunea transversală a discului tăietor de 14 inch.

Oțelul 45HN2MFA-S este indicat pentru fabricarea discurilor tăietoare de 14 inch.

Consumul anual justifică asimilarea în țară a acestor scule.

Cheltuielile de exploatare (15....20 mii lei/zi) justifică necesitatea creșterii durabilității acestor scule și asimilarea în țară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Geller I. A.*: Tool steels, Moscow, 1980.

[2] *x x x*: Metals Handbook, vol. II

[3] *Sluhoțkii, A. E.*: Inductoare pentru încălzirea electrică, Ed. Tehnică, 1982.

[4] *Schumann, H.*: Metalurgie fizică, Ed. Tehnică, 1962.

CZ : 669.046.562

Carburarea la presiuni scăzute

Dr. ing. Leontin **DRUGA**, tehn. pr. Constantin **EVGHENIDE**, tehn. pr. Virgil **COTRUȚĂ** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Generalități

Carburarea folosind atmosferă endotermă ca gaz suport și adaos de hidrocarburi (CH_4, C_3H_8), fiind cel mai răspîndit procedeu de carburare, prezintă avantajul unei bogate experiențe în conducerea proceselor, în realizarea de instalații și aparatură, perfecționate, și — în special — posibilitatea realizării de reglaje ale potențialului de carbon pentru majoritatea cazurilor practice, pe baza diagramelor de echilibru existente în literatura de specialitate, pentru diferite tipuri de amestecuri de gaze.

Principalul dezavantaj al procedeului este acela de a fi un mare consumator de energie și gaze tehnologice, energie care se consumă atît pentru menținerea cuptorului la temperatură, cît și pentru pregătirea atmosferei-suport (endogazul) în generatorul endoterm.

Una dintre metodele de reducere atît a consumului de energie pentru încălzire cît și a celui de gaze tehnologice este și carburarea la presiuni scăzute denumită impropriu carburarea în vid.

Avînd în vedere o serie de avantaje pe care le oferă procedeul (renunțarea la generatoare de atmosferă controlată, reducerea consumului de gaze tehnologice, economisirea energiei necesare pentru încălzire (utilizînd instalații cu randament termic ridicat), în ultimii ani cercetările de asimilare a acestui procedeu au fost abordate de majoritatea firmelor de cuptoare și a institutelor de cercetări în domeniul tratamentelor termice. Pe baza rezultatelor obținute, unele firme au trecut la realizarea de instalații specializate.

O problemă deosebit de dificilă, în cazul carburării la presiuni scăzute, este reglarea procesului.

Avînd în vedere că atmosfera de carburare utilizată nu conține CO_2 și H_2O, rezultă că diagramele de echilibru stabilite pentru pro-

cesul de carburare în atmosferă controlată, cît și aparatura de reglare existentă (aparate pentru controlul pe bază de CO_2, H_2O sau sondă de oxigen) nu se mai pot utiliza.

Inițial a fost folosită metoda reglării procesului prin analiza gazelor evacuate și în special prin măsurarea gazului metan rezidual.

S-a constatat însă că metoda nu este suficient de precisă, deoarece, la cuptorul cu pereți reci, în zona rece, gazul metan se disociază, deci compoziția atmosferei în spațiul de lucru este mult diferită față de cea măsurată la evacuare. De asemenea, pentru fiecare tip de instalație, datorită dimensiunilor diferite, vor fi necesare alte valori ale parametrilor tehnologici, necesare pentru reglarea procesului.

O altă metodă, larg utilizată în prezent, este controlul procesului prin reglarea presiunii parțiale a gazelor în spațiul de lucru. Dezavantajul metodei constă în faptul că ea nu ține seama de mărimea sarjei, urmînd ca prin încercări să se stabilească presiunea optimă.

Program de încercări

Rezultatele cercetărilor publicate în literatura de specialitate [1, 2] pun în evidență performanțele obținute prin utilizarea acestui procedeu, dar prezintă date insuficiente privind corelația între parametrii tehnologiei și sistemul de reglare a procesului, în scopul obținerii unui strat de adîncime dată.

În lucrarea de față se prezintă unele rezultate obținute la studierea în faza de laborator a carburării la presiuni scăzute.

Cercetările au fost efectuate pe două instalații de vid :

— cuptorul cu pereți calzi conceput și executat la I.C.S.I.T.P.S.C. București ;

— cuptorul cu pereți reci achiziționat de la firma Degussa — R.F.G.

Compoziția chimică a oțelurilor folosite în programul de experimentare este prezentată în tabelul 1.

Tabelul 1

Marca oțelului	Compoziția chimică						
	C	Mn	Si	Cr	Ni	S	P
OLC 15	0,16	0,36	0,27	—	—	0,04	0,05
18 M C 10	0,16	0,97	0,32	1,03	—	0,04	0,035
13 C M 30	0,19	0,42	0,29	1,32	2,97	0,025	0,03

Au fost alese oțeluri din trei clase distincte ; oțel nealiat, oțel crom-mangan, oțel crom-nichel.

Influența parametrilor tehnologici

Temperatura de lucru este unul dintre cei mai importanți parametri tehnologici în procesul de carburare, în general, și la presiuni scăzute, în special. Ea variază, în cazul carburării la presiuni scăzute, între 950°C și 1050°C. Temperaturile de lucru sub 950°C, care sînt obișnuite la carburarea în gaz sau în băi de săruri, sînt mai puțin eficiente.

Odată cu creșterea temperaturii de regim crește atît viteza de difuzie (coeficientul de difuzie este influențat de temperatură), cît și viteza de disociere a gazului metan, ceea ce se materializează prin creșterea cantității de carbon disponibil.

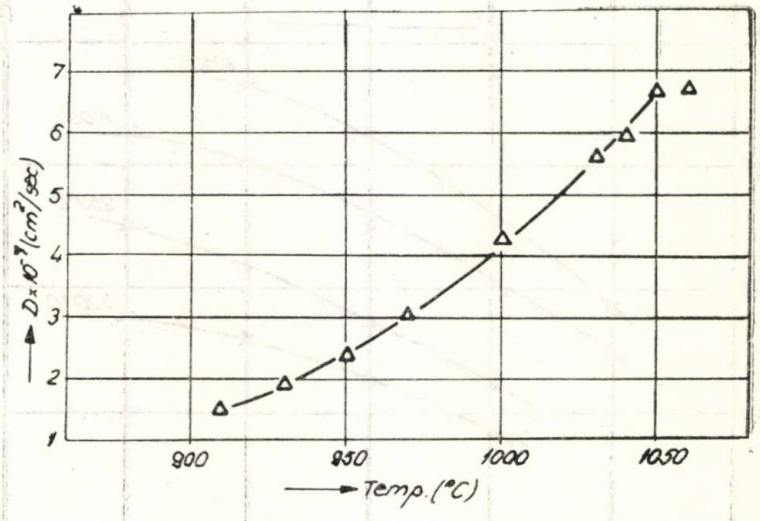


Fig. 1 Variația coeficientului de difuzie a carbonului în fierul γ funcție de temperatura de regim.

În figura 1 [3] se prezintă variația coeficientului de difuzie cu temperatura de regim. Se observă că dacă la 900°C coeficientul de

difuzie are o valoare de $1{,}55.10^{-7}$ cm^2/s, la 1050°C are o valoare de $6{,}67.10^{-7}$ cm^2/s, ceea ce reprezintă o creștere de peste 4 ori ; la cuptoarele clasice creșterea temperaturii peste

În cazul cuptoarelor cu vid aceste limite de temperatură dispar.

Variația adîncimii stratului carburat, funcție de temperatura de lucru, este prezentată

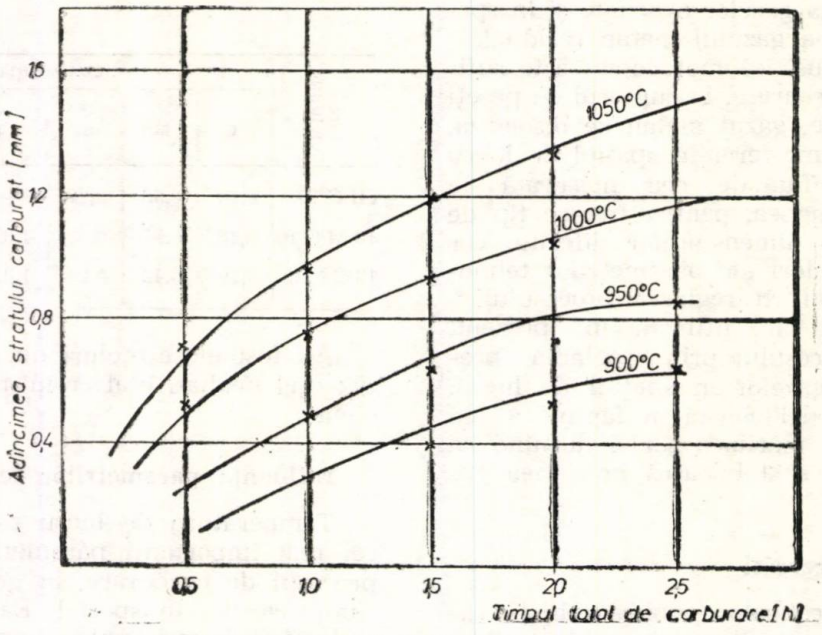


Fig. 2 Variația adîncimii stratului carburat cu timpul de menținere și cu temperatura de regim pentru oțelul OLC 15.

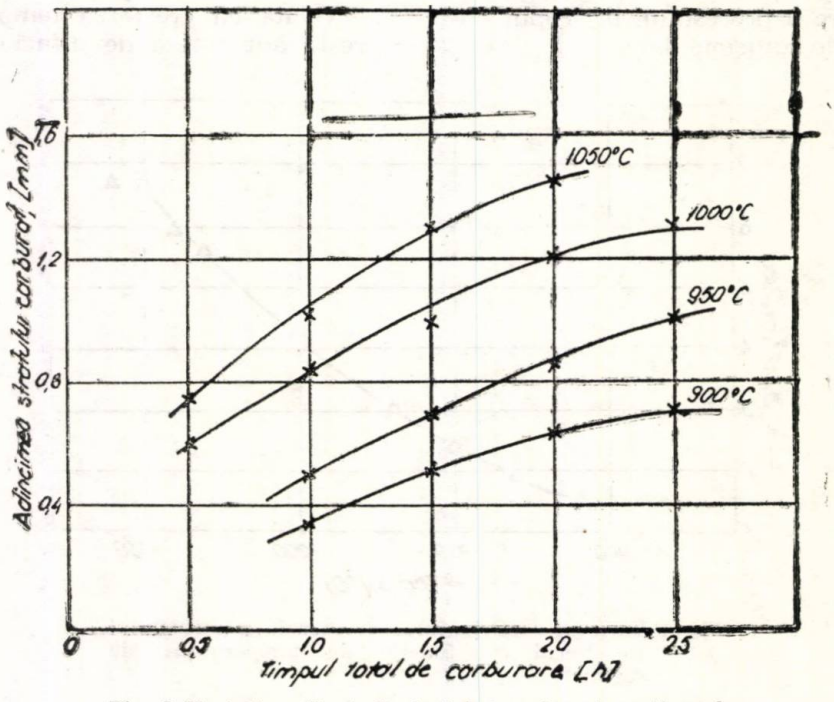


Fig. 3 Variația adîncimii stratului carburat cu timpul de menținere și temperaturi de regim pentru oțelul 18 MC 10.

950°C are implicații mari asupra costului instalațiilor și asupra conducerii proceselor, diagramele de lucru fiind trasate în general pînă la 1000°C.

în figura 2 pentru oțelul OLC 15 și în figura 3 pentru oțelul 18 M C 10.

Se remarcă faptul că se pot obține straturi carburate de 0,8 ...1 mm, în numai 1 h, la

temperaturi de 1050°C, în timp ce prin procedeele clasice la 900°C, pentru aceeași adîncime de strat, sînt necesare 5 ... 6 h.

Influența presiunii gazului de carburare

Spre deosebire de carburarea prin procedee clasice, în cazul carburării la presiuni scăzute de lucru este un parametru deosebit de important.

După experimentări s-a ajuns la concluzia că, în cazul utilizării instalațiilor de vid care nu sînt prevăzute cu posibilități de agitare a gazelor, în camera de lucru, este necesară realizarea unui joc de presiuni (adică inundare, menținere la presiune și evacuare), timpul necesar fiecărei faze fiind determinat experimental.

Presiunea gazului metan în timpul fazei de carburare a variat între 50 și 300 mbar. Valorile mici ale presiunii conduc la obținerea unui potențial de carbon în apropierea piesei mai mic decît cel necesar pentru saturarea austenitei la temperatura respectivă, deci în final la o adîncime mică a stratului carburat.

La valori ridicate ale presiunii de lucru apare pericolul depunerii de negru de fum, care produce încetinirea procesului de carburare.

Depunerea de negru de fum pe elementele de izolație electrică duce la scoaterea din uz a cuptorului prin apariția de scurtcircuit.

creșterea presiunii la valori de 400—600 mbar, ceea ce ar duce, în cazul folosirii unor instalații prevăzute cu sistemul de recirculare, la obținerea unor straturi carburate mari și uniforme.

Influența duratei de carburare

Similar cu carburarea prin procedee clasice, și în cazul carburării la presiuni scăzute timpul de carburare este unul dintre parametrii de bază, prin intermediul lui reglîndu-se adîncimea stratului carburat.

În cazul procedeului de carburare la presiuni scăzute, cercetat și exerimentat, există două faze distincte ; timpul de carburare va fi o sumă a timpilor de desfășurare a celor două faze (carburare+difuzie).

Avînd în vedere că și în cazul carburării la presiuni scăzute difuzia este fenomenul de bază, rezultă că pentru calculul stratului se poate folosi legea difuziei adică :

$$h_c = k\sqrt{\tau},$$

unde :

h_c este adîncimea stratului [mm] ;
k — coeficent caracteristic tipului de oțel ;
τ — timpul de carburare.

Din experimentări a rezultat că pentru oțelul OLC 15 și 15 C N 33, $k = 0{,}123$, iar pentru oțelul 18 M C 10, $k = 0{,}136$.

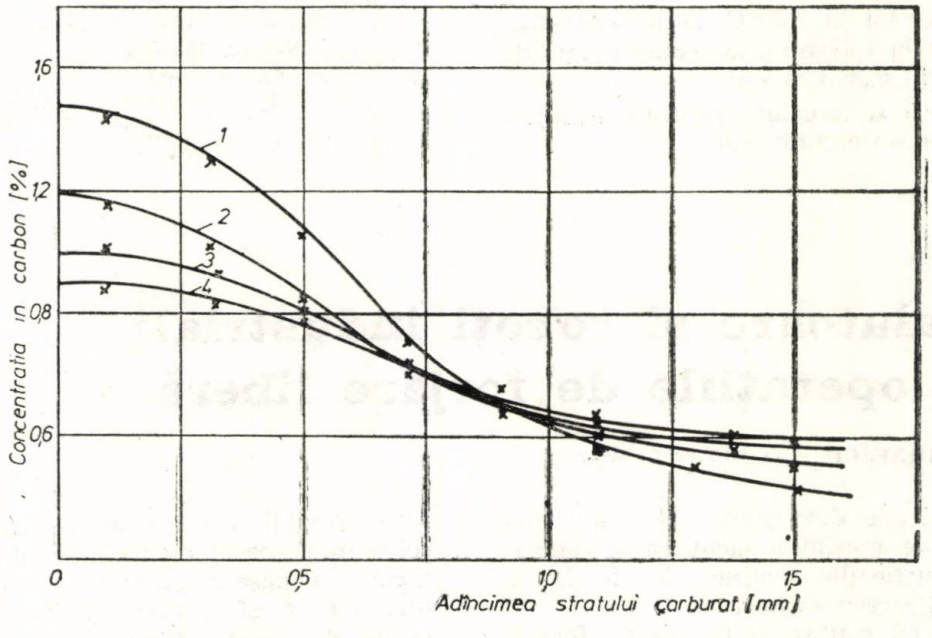


Fig. 4 Variația adîncimii stratului carburat funcție de timpul de difuzie la oțelul 18 MC 10 :
1 — fără difuzie ; 2 — difuzie 30 min ; 3 — difuzie 60 min ; 4 — difuze 90 min.

După experimentări s-a constatat că presiunea optimă la 1040°C este circa 210 mbar. Folosind azot în amestec cu CH_4, este posibilă

Aceste valori sînt determinate pentru concentrații ale carbonului, în stratul superficial, de 0,9%.

În general, este indicat ca timpul de difuzie să fie :

$$\tau_d = (0{,}5 \ldots 2)\ \tau_c, \text{ unde :}$$

τ_d este timpul de difuzie ;

τ_c — timpul de carburare [4].

Acest timp se reglează experimental pornind de la concentrația de carbon realizată după faza de carburare și de la concentrația de carbon dorită în final, în stratul carburat.

In figura 4 se prezintă variația adîncimii stratului carburat, funcție de timpul de difuzie. Carburarea s-a realizat la 1050°C, la o presiune de 210 mbar, timp de 60 min pe un oțel 18 MC 10.

Se constată că, dacă după carburare, adîncimea stratului este de 1,08, iar concentrația superficială în carbon de 1,5% C, după 80

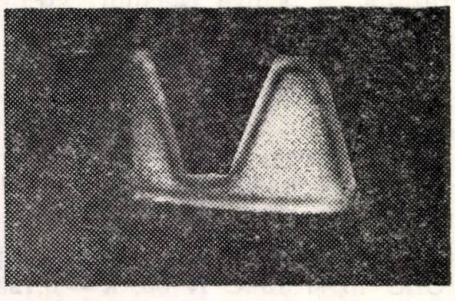


Fig. 5 Profilul stratului carburat la o roată dințată din 18 MC 10 (x2).

min de difuzie, tot la 1050°C, adîncimea stratului a crescut la 1,47 mm, iar concentrația de carbon în strat a scăzut la 0,9%.

În figura 5 se prezintă profilul stratului carburat pentru o roată dințată.

Concluzii

Din experimentările efectuate pe cele 2 tipuri de cuptoare (cu pereți calzi și cu pereți reci) au rezultat următoarele :

— carburarea la presiuni scăzute, procedeu nou și cu largi perspective de aplicare, conferă posibilitatea realizării de straturi cu mult mai mari (în comparație cu procedeele clasice), în timp mai scurt ;

— concentrația în carbon a straturilor se poate regla relativ ușor ;

— prin acest tratament termochimic nu există pericolul oxidării superficiale a suprafeței piesei iar deformațiile ce pot apărea la călirea ulterioară sînt minime, ceea ce face posibilă în multe cazuri prelucrarea la cote finale a pieselor ;

— pentru realizarea unui reglaj de bună calitate a procesului sînt necesare în continuare cercetări ;

— în comparație cu procedeele clasice de carburare, carburarea la presiuni scăzute prezintă avantajul unei eficiențe economice ridicate, dată atît de productivitatea mare a instalațiilor, cît și de randamentul termic ridicat al cuptoarelor cu vid, în comparație cu cuptoarele clasice ;

— eliminarea generatoarelor de atmosferă controlată contribuie, de asemenea, la creșterea eficienței procesului, la folosirea rațională a spațiilor de lucru și la reducerea consumului de energie și gaz combustibil.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Doelker, W.* : Vacuum Carburizing. In Metal Progress nr. 5/1977, p. 50—56.

[2] *Glenn, P.* : Production Vacuum Carburizing. In Heat Treating nr. 5/1977, pg. 44—49.

[3] *Rimmer, K.* : Geschwindigkeit der Oberflachehren Ktion bei der Gazenfkolung. In H.T.M., June, 1975, pg. 152—160.

[4] *x x x* : Experimentări în vederea realizării unor tehnologii de tratament termic și termochimic în vid și la presiuni scăzute. Lucrare I.C.S.I.T.P.S.C. 1981.

CZ : 621.733.74

Manipulatoare și roboți industriali pentru operațiile de forjare liberă

Ing. Constantin **DINESCU** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Ritmul înalt de dezvoltare al industriei constructoare de mașini a făcut ca și capacitățile de producție din secțiile de forjă să crească în mod corespunzător.

Asigurarea cu cantitatea de piese forjate se poate face fie prin mărirea parcului de utilaje de bază (prese hidraulice și ciocane de forjare liberă), fie prin exploatarea intensivă a unui parc rațional dimensionat.

Se cunoaște faptul că atît ciocanele mari cît și presele hidraulice de forjare liberă nu sînt exploatate la întreaga capacitate, din cauza posibilității reduse de manevrare a pieselor în procesul de forjare, mai ales cînd acestea depășesc greutatea manevrabilă manual cu un efort peste limitele fiziologice în regim de durată, fiind necesare dispozitive ajutătoare. Pentru presele mari, au apărut dispozitive de suspendare și rotire a pieselor, susținute de podurile din dotarea forjelor.

Toate acestea au satisfăcut necesitățile ce existau cu 20—30 ani în urmă. Odată cu dezvoltarea preselor moderne, cu cadențe de lu-

cru foarte mari, dispozitivele de manevrare nu mai satisfăceau.

Se punea problema unor dispozitive de tip noi, ca posibilități de manevrare multidirecțională la sarcini din ce în ce mai mari și cu viteze corespunzătoare cu acelea ale utilajelor de bază.

Astfel, după 1950 a început dezvoltarea manipulatoarelor de forjare. În primul rînd, automanipulatoarele, deoarece spațiile și instalațiile utilajelor de bază nu permiteau instalarea manipulatoarelor pe șine.

Automanipulatoarele sînt limitate ca sarcină, în special, din cauza sistemului de rulare.

Astfel, la proiectarea secțiilor de forjă noi și la unele modernizări, s-au prevăzut manipulatoare de forjare pe șine la care sarcinile pe roți pot fi crescute considerabil.

La început, ca și automanipulatoarele, manipulatoarele pe șine erau comandate de un operator ce avea comenzile la un pupitru pe o platformă, de obicei atașată lateral, pe partea cabinei de comandă.

Ulterior pe măsura modernizării și automatizării preselor, comenzile manipulatorului au fost transferate pe pupitrul presei, ambele utilaje fiind comandate de un singur operator.

Introducerea acestor utilaje în secțiile de forjă din România s-a făcut, la început, prin importarea cîtorva automanipulatoare la I.U.C.F. Rîmnicu Vîlcea, C.O.S. Tîrgoviște și „23 August" etc. și manipulatoare pe șine în cadrul livrărilor complexe la C.O.S. Tîrgoviște (presă + manipulator) și la I.M.G.B. (import) în dotarea presei de 2500 tf.

În cincinalul trecut, s-a început acțiunea de asimilare în țară a unei game destul de largi de manipulatoare de forjare.

S-au proiectat și executat prototipurile la automanipulatoarele de 0,5 ; 1 și 3 t sarcină în clește și la manipulatoarele pe șine de 3 ; 6 și 12 t sarcină în clește. Este în curs de execuție manipulatorul pe șine de 32 t sarcină în clește.

De asemenea, este în execuție manipulatorul de 215 t în colaborare cu firma Demag — R.F.G. În trimestrul II — 1983 se va termina proiectul manipulatorului de 80 t pentru C.U.G. — Cluj-Mapoca.

Această acțiune masivă de asimilare a manipulatoarelor de forjare a fost generată de faptul că din experiența pe plan mondial și din exploatarea celor cîteva manipulatoare existente la noi, s-au constatat următoarele avantaje :

— creșterea productivității utilajelor de bază cu 60% și peste 100% ;

— eliminarea aproape totală a efortului fizic și a expunerii lucrătorilor la radiații termice ;

— reducerea consumului de metal, provenind din adaosurile de prelucrare reduse și din reducerea numărului de călduri ;

— scăderea efortului de investiții, în cazul dublării unei capacități existente se ilustrează prin reducerea numărului de utilaje astfel :

1 presă de forjare liberă ..... 50% ;
2 poduri de forjare ..... 100% ;
1 cabină de comandă ..... 50% ;
3 cuptoare de încălzire ..... 37,5% ;
2 cuptoare de tratament termic ..... 25% ;
1 pod transport la construcții de hală 40% ;
1 pod transport 50%
la construcții de hală ..... 40% ;
consum mai redus de gaz metan .....
..... 100 Nm^3/t oțel forjat.

Descrierea unui manipulator

Un manipulator de forjare se compune din următoarele părți principale :

— cleștele cu mecanismul de strîngere a fălcilor și mecanismul de rotire a cleștelui ;

— mecanismul de ridicare, înclinare verticală, **deplasare laterală și înclinare în plan orizontal al cleștelui ;**

— mecanismul de propulsie ;

— mecanismul de direcție (la automanipulatoare) ;

— sistemul de amortizare pe verticală al cleștelui ;

— șasiul sau carcasa ;

— instalația hidraulică ;

— instalația electrică ;

— instalația de automatizare (la manipulatoare pe șine).

Primele patru mecanisme asigură toate mișcările spațiale necesare procesului de forjare.

Din cele expuse pînă aici, rezultă avantajele folosirii manipulatoarelor, în general, ca elemente de mecanizare a manipulării semifabricatelor în procesul de forjare. Într-adevăr, automanipulatoarele rămîn în acest cadru.

Manipulatoarele pe șine, datorită gradului înalt de automatizare și de programare a anumitor mișcări într-un calculator digital comun cu presa, trece în domeniul roboților industriali specializați.

În etapa actuală, se poate programa deplasarea longitudinală, cu pași preselectați între 50 și 200 mm și rotiri în trepte unghiulare, cu unghiuri între 22,5° și 180°. Aceste mișcări se fac corelat cu mișcările traversei presei, existînd o corelare reciprocă între aceste mișcări.

La ultima reproiectare în vederea eliminării importurilor, instalația electrică de comandă a fost proiectată pe automat programabil, avînd posibilități și mai mari de automatizare a mișcărilor manipulatorului. Mai mult,

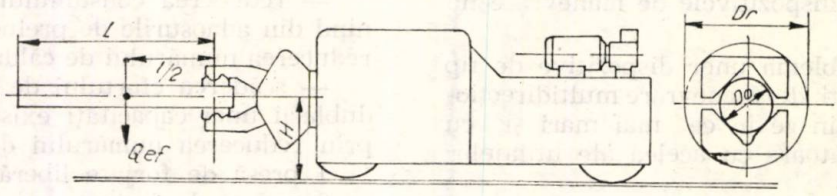


Fig. 1

Tabelul 1

Denumirea parametrului		Valorile parametrului					
* Sarcina nominală în cleşte Q_n, [kN]		30	60	120	320	800	2150
* Momentul în cleşte *Mc*, [kNm]		60	120	250	650	1600	4300
Deschiderea cleştelui *Dc*, [mm]	max.	500	750	850	1200	1800	2800
	min.	150	340	400	650	750	800
Diametrul maxim al cercului de rotire al cleştelui, *Dr*, [mm]		1020	1360	1600	2400	3200	5400
Înălţimea axului cleştelui deasupra capului şinei, *H*, [mm]	max.	1300	1350	1600	2000	3000	4400
	min.	750	750	800	1200	1800	2950
Cuplul de rotire al cleştelui, [kNm]		6	16	35	70	160	450
Ecartamentul, [mm]		2300	2600	2900	3500	5000	6900

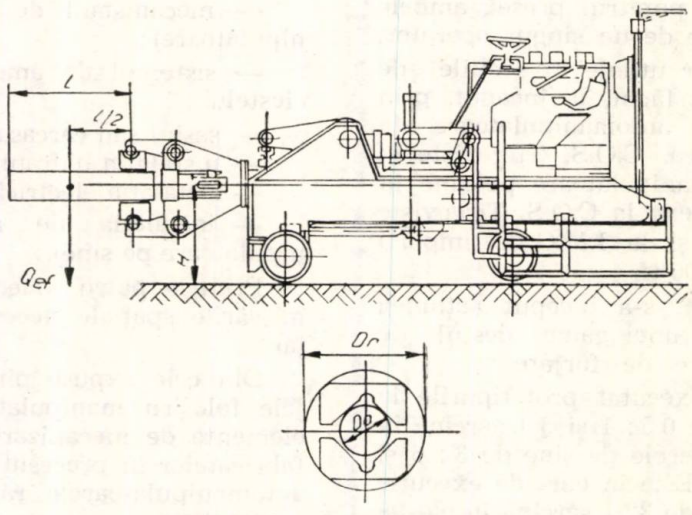


Fig. 2 Vedere din faţă a cleştelui

Tabelul 2

Denumirea parametrului		Valorile parametrului		
* Sarcina nominală în cleşte *Qn*, [kN]		5	10	30
* Momentul în cleşte *Mc*, [kNm]		10	20	60
Deschiderea cleştelui (pe pătrat) *Dc*, [mm]	max.	260	320	500
	min.	80	120	150
Diametrul maxim al cercului de rotire al cleştelui, *Dr*, [mm]		600	800	1000
Înălţimea axului cleştelui deasupra solului *H*, [mm]	max.	1000	1100	1250
	min.	600	650	750
Cuplul de rotire al cleştelui *M*, [kNm]		0,8	1,8	6

este deja posibil de atașat un microprocesor, pe care să fie programate anumite procese tehnologice, precum și urmărirea bunei funcționări a instalației, semnalarea defecțiunilor cu afișarea elementului defect etc.

Dotarea ansamblului presă manipulator cu microprocesor, deși există deja cîteva realizări, este foarte controversată.

Stadiul de automatizare atins de ansamblurile presă-manipulator, în momentul de față, este (cel puțin pentru etapa actuală) mai mult decît satisfăcător, ajungîndu-se la productivitățile și performanțele arătate anterior.

Manipulatoarele de forjare pe șine au fost standardizate (STAS 11736-80) și parametrii lor principali sînt prezentați în figura 1 și tabelul 1. Parametrii principali ai automanipulatoarelor sunt cuprinși în STAS 11738-80 și se regăsesc în figura 2 și tabelul 2.

CZ : 621.983

Prese de ambutisat tip „PAS" cu scule autoformate

Ing. Ioan **MĂNESCU**, ing. Doru **GRIBOVSCHI** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Presele de ambutisat — tip „PAS", cu scule autoformate sînt cunoscute ca utilaje moderne de ambutisat tablă, avînd particularitatea constructivă că nu folosesc scule de ambutisat executate după modelele clasice. Sînt concepute să asigure pe lîngă operația principală (ambutisarea) și confecționarea sculelor de ambutisat (matriță + poanson). Aceste prese fac parte din familia preselor hidraulice de ambutisat la rece a pieselor din tablă din aliaje de aluminiu, aliaje de titan, tablă din oțel, etc. cu grosimi de la 0,5—3 mm, pentru unicate și serii mici (100—1000 buc.).

Presele sînt dotate cu o traversă principală de ambutisat, traverse pres-tablă și o retortă încălzită electric, unde se topește un aliaj ușor fuzibil, pe bază de bismut (pct. de topire 140°C), în care se formează perechea de scule pentru ambutisare (matriță + poanson).

Sculele se execută prin formare după o „piesă model" (copie fidelă a reperului ce urmează a se realiza prin ambutisare), confecționată din tablă, fibră de sticlă, etc., în care se execută cîteva găuri prin care se asigură intrarea aliajului în stare topită în interiorul modelului.

Modelul, astfel pregătit, se imersează prin intermediul traversei pres-tablă în baia topită a aliajului ușor flexibil, după care traversa principală (pe care se află montată placa de ancorare a poansonului de ambutisare) coboară pînă cînd placa de ancorare este imersată în aliajul aflat în interiorul modelului. Urmează solidificarea și răcirea aliajului, în care scop se folosește o instalație de răcire cu apă.

După solidificarea și răcirea masei fuzibile, traversa superioară se ridică, iar piesa model, a cărei funcție a fost să asigure profilul matriței și al poansonului, se îndepărtează.

În figura 1 sînt prezentate fazele procesului tehnologic de formare a sculelor pe o presă hidraulică de ambutisat.

Durata de formare a unei scule de matrițare, este de 1,5—2,5 ore.

Aliajul ușor fuzibil este integral refolosibil pentru o nouă formare de matrițe, fără pierderi sau deprecieri calitative.

Presele de ambutisat, tip „PAS", cu scule autoformate, ce urmează a intra în fabricație de serie la Combinatul de Utilaj Greu din Cluj-Napoca, după proiecte elaborate de I.C.S.I.T.P.S.C. vor avea caracteristicile tehnice redate în tabelul 1.

Presele de ambutisat cu scule autoformate sînt destinate să execute ambutisări de repere din tablă (unicate sau serii mici) pentru caroserii de automobile, motociclete și biciclete, rezervoare, elemente de radiatoare, apărători, diverse articole de menaj, etc.

Presa este recomandată cu prioritate pentru ateliere de prototipuri și laboratoare unde se fac studii, cercetări și încercări în domeniul ambutisărilor.

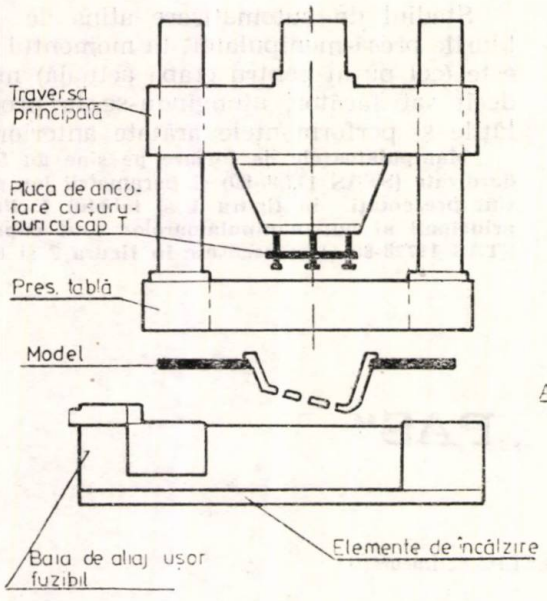
Rezumat

Aticolul scoate în evidență particularitatea constructivă a presei, lucru ce asigură condiții de autoformare a sculei de ambutisare, după o „piesă model", dintr-un aliaj ușor fuzibil.

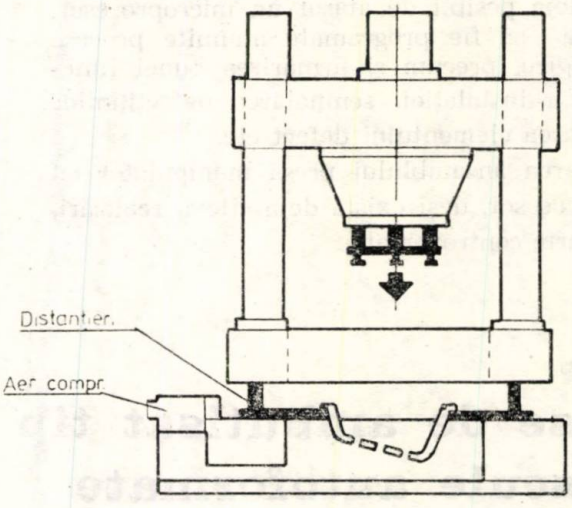
Sînt prezentate fazele procesului tehnologic de confecționare a sculelor pe presele de ambutisat cu scule autoformate, tip PAS și principalele caracteristici tehnice ale preselor de ambutisat cu scule autoformate.

BIBLIOGRAFIE

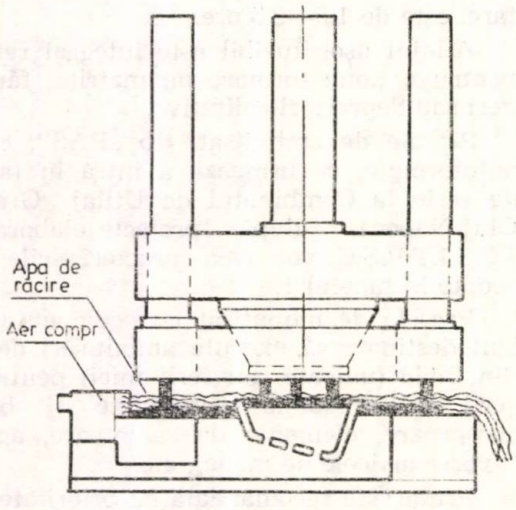
[1] *x x x*: Prospectul firmei „Press Shear Machinery Co. Ltd" — Anglia.



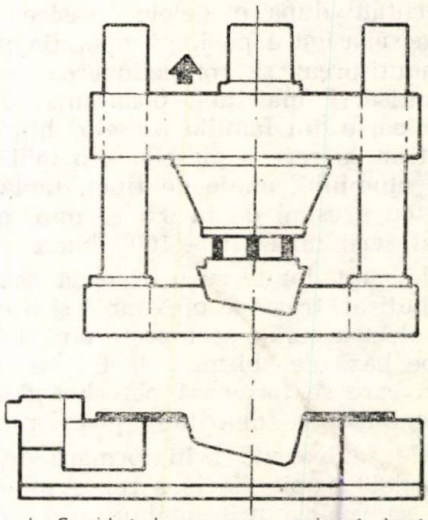
1. Baia de aliaj ușor fuzibil este topită cu ajutorul elementelor de încălzire



2. Modelul este scufundat în baia topită. Interiorul se umple prin găurile modelului



3. Traversa principală este coborîtă pînă cînd placa de ancorare este imersată în aliaj
Apa de răcire solidifică și răcește masa fuzibilă



4. Se ridică traversa superioară după care se extrage piesa model. Sculele astfel pregătite sînt gata de lucru.

Fig. 1 Procesul tehnologic de confecționare a sculelor din aliaj ușor fuzibil pe presele de ambutisat tip „Pas".

Tabelul 1

Caracteristici tehnice	U/M	Tipul presei				
		PAS—50	PAS—75	PAS—125	PAS—400	PAS—500
— Forța de presare a poansonului principal	[tf]	50	75	125	400	500
— Forța de presare a traverselor pres-tablă	[tf]	17	50	125	200	300
— Dimensiunea maximă a sculei (lungime x lățime x înălțime)	[mm]	725 × 200 × 125	610 × 575 × 150	760 × 610 × 205	1500 × 1100 × 300	1800 × 1250 × 350

CZ : 621.79.043

Contribuții la realizarea prin turnare a anterotorului de la turbosuflanta motorului ALCO

Ing. Gheorghe **COSTEA** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

În ultimul timp specialiștii din domeniul turnătoriilor au fost puși în situația de a realiza piese turnate de o deosebită complexitate și importanță funcțională. Aceste piese fac parte din agregatele asimilate prin licență, sau din agregate proiectate și realizate în țară.

În componența turbosuflantei motorului ALCO intră și piesa numită anterotor.

Anterotoarele sînt piese turnate din oțel slab aliat (2% Ni ; 1% Cr ; 0,5% Mo), formate dintr-un butuc și 23 palete profilate. Paletele sînt așezate radial și prezintă o diferență de grosimi între 7 mm la bază și 0,8 mm la vîrf.

Complexitatea piesei este deosebită, datorită preciziei dimensionale impuse, profilului și poziției de așezare a paletelor, cît și condițiilor de funcționare a piesei.

Condițiile de recepție (din caietul de sarcini) a pieselor sînt :

— toleranța la grosimea paletelor = = + 0,4 mm ;

— 0,13 mm ;

— toleranța conturului paletelor = = ± 0,32 mm ;

— verificare la supraturare = 3800 rot/min timp de 3 minute.

Literatura de specialitate, foarte restrînsă în prezentarea de astfel de tehnologii de turnare, indică o soluție care se bazează pe realizarea individuală a paletelor și fixarea lor pe butuc.

Datorită grosimii paletelor (0,8 mm) și preciziei dimensionale, singurul procedeu de realizare a pieselor este acela de turnare de precizie cu modele ușor fuzibile.

Odată stabilit procedeul de formare-turnare, se pune problema realizării SDV-urilor pentru obținerea modelului ușor fuzibil.

O primă încercare a fost de a se obține, separat din material ușor fuzibil, atît butucul cît și paletele. Cu ajutorul unui dispozitiv s-au fixat, prin lipire, paletele de butuc.

Prin lipirea primelor palete s-a observat că soluția adoptată nu este bună, deoarece nu se obținea orientarea corectă a acestora față de butuc și, implicit, geometria și precizia dimensională erau compromise.

În acest stadiu, problema a devenit sarcină a laboratorului de turnătorie din cadrul I.C.S.I.T.P.S.C. — București.

După o analiză minuțioasă a etapelor parcurse și a rezultatelor obținute, s-a ajuns la concluzia că numai realizarea unui model din material ușor fuzibil, obținut dintr-o singură presare, poate duce, în final, la obținerea unei piese bune.

O problemă deosebită este realizarea unei matrițe ce permite obținerea, dintr-o singură presare, a modelului ușor fuzibil.

În figura 1 este prezentată piesa, obiect al cercetărilor.

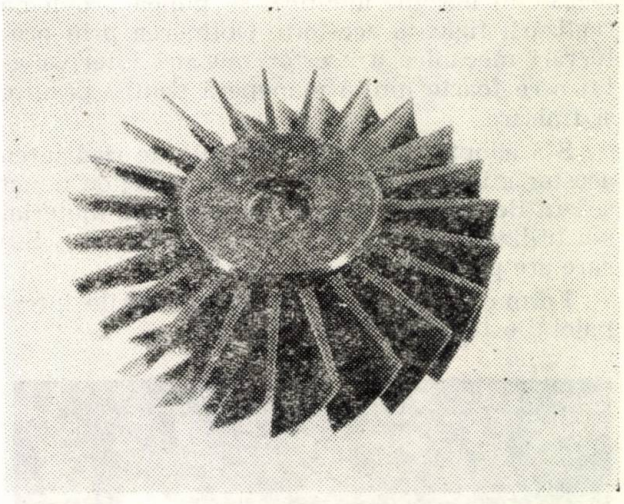


Fig. 1 Anterotor (piesă turnată).

Pentru realizarea matriței s-au folosit cele mai diverse metode și materiale, în așa fel încît cu prelucrări mecanice minime să se obțină o matriță care să confere modelului și implicit piesei turnate, o geometrie și o precizie dimensională, conform desenelor de construcție.

În continuare, în mod succint, se prezintă etapele parcurse în vederea realizării matriței.

S-a pornit de la realizarea fizică a unei palete din ipsos. Această paletă cuprinde atît adaosurile de prelucrare, cît și cele de contracție.

Cu ajutorul unei matrițe din ipsos, obținută după paletă, s-au realizat mai multe palete identice. Pe un trasaj special realizat s-au fixat trei palete conform desenelor de execuție. Prin turnare, din ipsos, s-au realizat miezuri interpaletaj, care cuprindeau profilul paletei și mărcile de fixare în matriță.

În figura 2 se prezintă un sector de matriță din ipsos, pentru verificarea soluției alese.

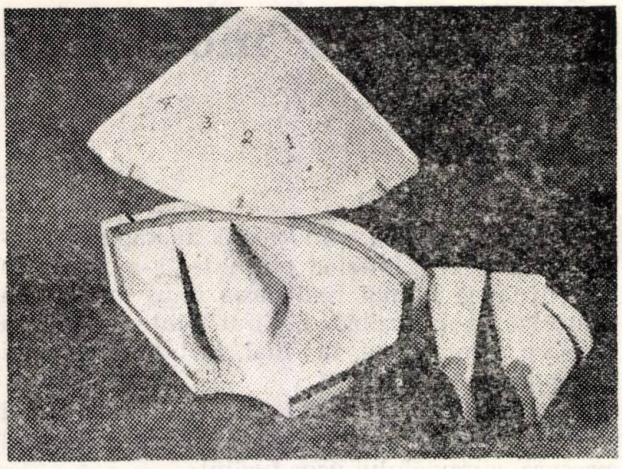


Fig. 2 Sector de matriță din ipsos.

Deoarece erau necesare 23 de miezuri interpaletaj absolut identice, se punea problema realizării fizice a acestora. Obținerea prin prelucrări mecanice a acestor miezuri interplanetaj cere foarte multă manoperă pentru păsuire și finisare.

S-a adoptat o soluție originală de realizarea acestor miezuri, prin turnare din aliaj cu punct scăzut de topire în formă de ipsos. Ca material s-a utilizat un aliaj Bi—Sn (47% Bi, 53% Sn) care are punctul de topire la 140°C.

Forma în care s-au turnat miezurile interpaletaj este prezentată în figura 3.

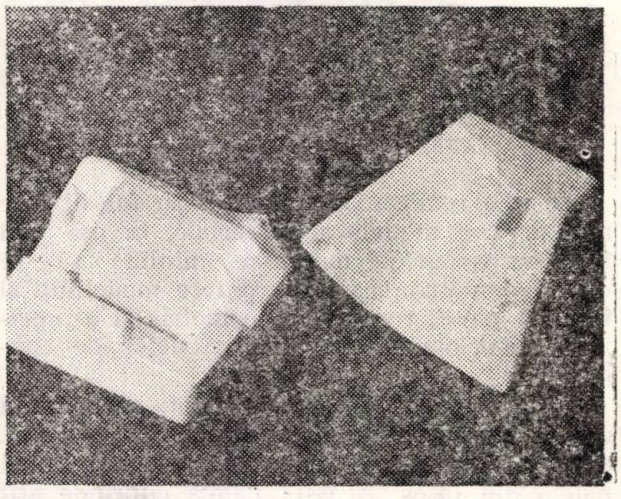


Fig. 3 Formă pentru turnat miezuri interpaletaj.

Avantajul pe care-l prezintă acest procedeu de realizare a miezurilor interpaletaj constă în următoarele :

— aliajul Bi—Sn prezintă o construcție neglijabilă ;

— prin turnarea în aceeași formă toate miezurile sînt identice ;

— suprafețele obținute sînt foarte netede și este necesară doar șlefuirea lor ;

— rezistă bine la solicitările amestecului ușor flexibil, în timpul presării.

În continuare sînt parcurse fazele (cunoscute de altfel) de realizare a formelor ceramice : decerare, calcinare și de turnare propriu-zisă a pieselor (fig. 4, 5 și 6).

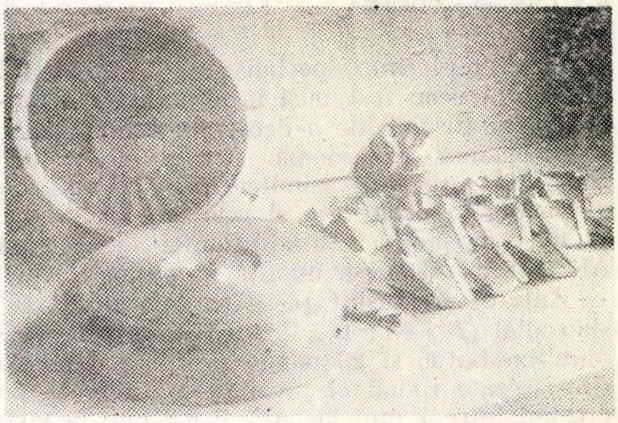


Fig. 4 Matriță pentru injectat model ușor fuzibil.
1. placă de bază ; 2. duză ; 3. șurub ; 4. miez interpaletaj ; 5. carcasă metalică ; 6. strat rășină epoxidică ; 7. miez central.

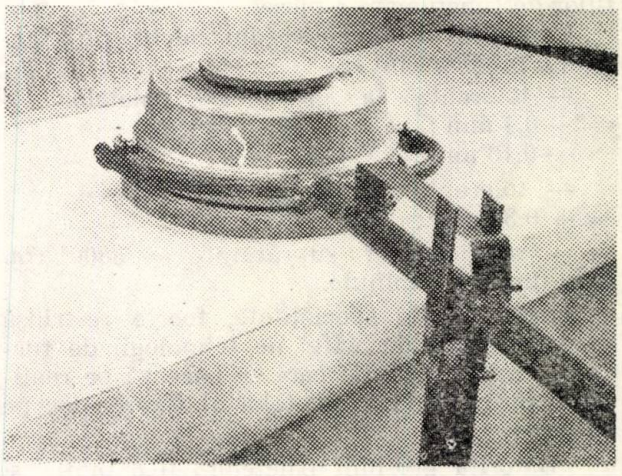


Fig. 5 Matriță pentru injectat (vedere).

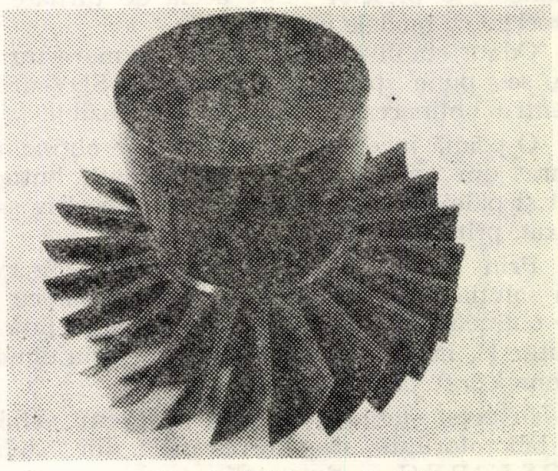


Fig. 6 Model ușor fuzibil.

Deoarece și turnarea pieselor a ridicat probleme deosebite, rezolvate printr-un procedeu original, s-a considerat oportună brevetarea acestui procedeu și dispozitiv (brevet nr. 63324 din 3.08.1976).

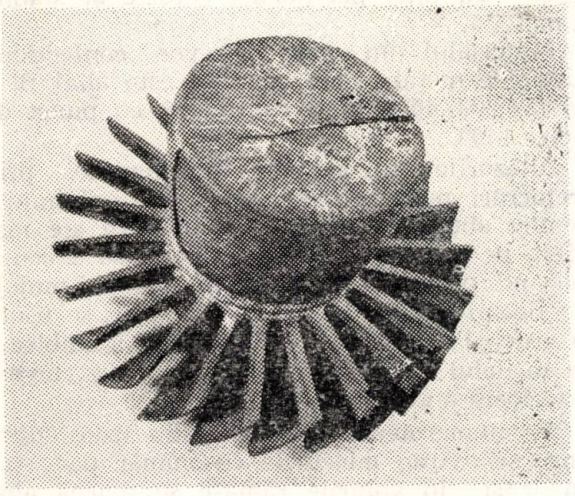


Fig. 7 Piesă brut turnată.

Piesele obținute prin tehnologia prezentată, sînt corespunzătoare din toate punctele de vedere (fig. 7).

Astfel s-a reușit să se elimine, complet, importul de astfel de piese.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Feldman, S. S.*: Turnarea de precizie, București, Editura Tehnică, 1963.

[2] x x x: Procedee noi de lucrări în confecționarea formelor și a modelelor, It. Giessereitechnic, nr. 9/1970.

[3] *Ștefănescu, Cl.*: Materiale și amestecuri de formare pentru turnătorii. București, Editura tehnică, 1971.

[4] *Guliaev, B. B.*: Procedee speciale de turnare. Editura tehnică, 1972.

[5] *x x x*: Realizări noi în domeniul turnării de precizie (I.D.T.), București, 1963.

CZ : 621.79.045:669.14.018.252.3

Obținerea prin turnare a sculelor așchietoare din oțel rapid

Ing. Horia **POPA**, ing. Eugenia **IOAN**, ing. Costea **GHEORGHE**, ing. Lucia **CAZACU** — I.C.S.I.T.P.S.C. București

Necesarul, în continuă creștere, de scule așchietoare (în principal freze) pentru industria prelucrătoare impune utilizarea unor tehnologii noi, avantajoase din punct de vedere tehnic și economic.

Avînd în vedere volmul mare de prelucrări mecanice necesar pentru obținerea acestor scule (implicit valoarea mare a manoperei aferente), pierderile mari de material (oțel rapid) care însoțesc aceste prelucrări, precum și necesitatea recirculării pieselor uzate, lucrarea de față se constituie ca un prim pas pentru împlinirea unui deziderat major al industriei noastre, acela de a obține, prin turnare, scule așchietoare de un înalt nivel calitativ, comparabile cu cele obținute prin tehnologia clasică.

Pe plan mondial și mai cu seamă în țările avansate din punct de vedere industrial, se utilizează cu succes tehnologia de obținere a sculelor așchietoare prin turnare.

Literatura de specialitate semnalează astfel de tehnologii, fără însă a intra în amănunte.

Noua tehnologie de obținere a sculelor așchietoare trebuie să satisfacă în principal următoarele cerințe :

— obținerea direct din turnare a unor scule așchietoare avînd configurația și dimensiunile cît mai apropiate de cele ale piesei finite, cu adaosuri de prelucrare prevăzute numai pe părțile active și de prindere ;

— materialul metalic (oțel rapid pentru scule) trebuie să prezinte structură și proprietăți mecanice comparabile cu cele ale sculelor obținute prin tehnologia clasică (forjare-prelucrări mecanice).

De asemenea, el trebuie să prezinte sensibilitate corespunzătoare la tratamentele termice la care este supus în diferite faze de fabricație.

În procesul de exploatare a sculei, materialul metalic trebuie să aibă caracteristici comparabile cu cele din sculele obținute prin tehnologia clasică (stabilitate dimensională, rezistența la cald, duritate, etc.).

În desfășurarea lucrărilor, s-a ținut seamă de necesitatea folosirii (ca materie primă) a oțelului rapid, existent sub formă de deșeuri rezultate din procesul tehnologic actual (capete de bară, rebuturi, scule uzate, etc.).

Valorificarea acestui material, scos din circuitul economic din cauza lipsei unei tehnologii capabile să-l utilizeze, prezintă interes pentru economie.

Pe de altă parte, elementele de aliere (Vanadiu, Wolfram, Molibden, Crom, Mangan, Cobalt, Titan) ale oțelului rapid devin din ce

în ce mai scumpe și greu de procurat, fapt ce se reflectă și în creșterea continuă a prețului de cost al sculelor aşchietoare.

Alegerea compoziției chimice a oțelului rapid turnat în scule, trebuie să satisfacă cerințele obținerii unor proprietăți optime ale materialului cu consum minim de elemente de aliere, iar suprafețele să prezinte o rugozitate comparabilă cu a celor obținute prin prelucrări mecanice, cu adaosuri de prelucrări de finisare (ascuțire) minime, în scopul eliminării prelucrărilor și a pierderilor de metal.

Încercările efectuate în cadrul institutului pentru obținerea de freze turnate, au condus la rezultate favorabile, utilizînd ca procedeu tehnologic turnarea de precizie în forme-coji ceramice.

Tehnologia de obținere prin turnare a sculelor din oțel rapid cuprinde etapele descrise în continuare.

Confecționarea modelului de piesă

Modelul de piesă ce urmează a fi folosit la obținerea matriței pentru modelul fuzibil se execută prin prelucrări mecanice din material metalic (duraluminiu).

Se ține seama de adaosurile de contracție și de prelucrare, care trebuie stabilite funcție de contracția modelului fuzibil, de dilatarea formei coajă și de contracția oțelului rapid.

În urma încercărilor experimentale s-a stabilit un adaos de 2,8% la modelul metalic. Suprafețele și muchiile modelului de piesă vor fi superfinisate.

Confecționarea matriței pentru modelul fuzibil de piesă și rețea de turnare

Matrițele pentru obținerea modelelor de ceară ale frezelor vor fi constituite din carcase exterioare (partea de rezistență) și din miezuri mobile, corespunzătoare configurației pieselor, care să permită o bună funcționare în exploatare, atît la asamblare, cît și la extragerea modelelor fuzibile.

Extragerea modelului fuzibil din matriță se va face prin deplasarea rapidă a miezurilor în plan orizontal.

Alegerea numărului de miezuri se va face în funcție de numărul de dinți al frezei. Astfel, în cazul frezelor cilindro-frontale, numărul de miezuri mobile este de 10, iar în cazul frezei-disc-8.

Stabilirea planelor de separație ale miezurilor componente ale matriței se face astfel ca intersecțiile lor să coincidă cu muchiile pieselor.

Extragerea miezurilor care dau orificiul central al frezelor se va face în plan vertical. Configurația miezurilor trebuie astfel aleasă, încît ele să fie robuste, fără variații bruște de secțiune.

Alegerea suprafețelor de sprijin și de alunecare ale miezurilor se face ținînd seama de necesitatea unei poziționări corecte și stabile în matriță.

Materialul din care se vor confecționa miezurile metalice ale matriței este aliaj Bi—Sn (54% + 46%) fără contracție, cu punct de topire 140°C.

Miezurile centrale vor fi executate prin prelucrări mecanice din aliaj de aluminiu. Pentru obținerea miezurilor metalice ale matriței, pe modelul metalic al piesei se execută, folosind plastilină și ipsos de modelaj-mulaje ale fiecărui miez. Miezurile din ipsos se usucă în etuvă la 200°C, se ajustează, se asamblează pe modelul metalic și se introduc în carcasa exterioară a matriței.

Se numerotează miezurile din ipsos, după care, se extrag miezurile cu număr par sau impar și în golurile rămase se toarnă aliaj Bi—Sn fără contracție.

După solidificare se extrag toate miezurile din matriță și de model. Se ajustează miezurile metalice obținute și se montează pe model, se asamblează matrița și în golurile rămase între miezurile matriței se toarnă aliaj Bi—Sn.

Se demontează matrița și miezurile de pe model și se ajustează ultimele miezuri turnate.

Înainte de turnarea miezurilor metalice, matrița se preîncălzește în etuvă la 100°C. Suprafețele metalice, care vin în contact cu utilajul Bi—Sn la turnare, se acoperă cu un strat de negru de fum.

Locașurile pentru mărci ale miezurilor se realizează prin prelucrări mecanice în capacul superior al matriței, pentru freza cilindro-frontală și prin turnare de aliaj Bi—Sn pe capacul superior și inferior al matriței, pentru freza-disc.

Rețeaua de alimentare a cavității matriței cu materiale fuzibile se execută prin prelucrări mecanice.

Se va ține seama de tipul mașinii de injectat ceară în matriță, astfel ca rețeaua de alimentare să fie amplasată corespunzător (injecție verticală sau orizontală).

Matrițele pentru modelul de rețea de turnare se execută din metal sau rășină epoxidică. Pentru freza cilindro-frontală de ∅ 80 mm, maselota a fost executată astfel ca să permită formarea unui ciorchine de 4 piese.

Pentru freza cilidro-frontală de ∅ 100 mm — stabilit constituirea unui ciorchine de 3 piese. În cazul frezei-disc ciorchinele este constituit din 3 piese.

Executarea modelelor fuzibile pentru piese și rețea de turnare

Modelele fuzibile pentru piese se vor executa prin injectare de ceară în matrițe.

Modelele fuzibile pentru rețeaua de turnare se vor executa prin turnare statică, manuală, în matriță.

Operațiile principale executate pentru obținerea modelului fuzibil al piesei, sînt :

— pregătirea matriței (curățire, suflare cu aer și pulverizare cu lichid antiaderent) ;

— asamblarea matriței și fixarea pe mașină;

— injectarea modelului fuzibil în matriță timp de 4—6 minute a cererii în martiță pentru solidificare și răcire ;

— demontarea matriței și extragerea modelului fuzibil ;

— controlul și depozitarea modelului fuzibil ;

— asamblarea în ciorchini a modelelor.

Executarea cojilor ceramice

Coaja ceramică se realizează prin acoperirea ciorchinilor de modele fuzbile cu 6 straturi refractare în următoarea ordine :

— pregătirea ciorchinelui (fixarea tijei de susținere) ;

— degresarea ciorchinelui (în emulsie de apă cu săpun sau în tricloretilenă) ;

— depunerea stratului primar prin imersarea ciorchinelui de ceară în barbotina primară, constituită din silice coloidală și silice vitrifiată ;

— presarea stratului primar constituit din caolină calcinată (malchite 39 — granule) ;

— uscarea stratului primar, constînd în trecerea ciorchinilor prin cuptorul tunel, la temperatură de 20°C, în curent de aer timp de 2,5 ore ;

— depunerea straturilor secundare, prin imersarea ciorchinilor în barbotina secundară, constituită din silice coloidală și caolină calcinată și presărarea cu șamotă calcinată ;

— uscarea straturilor secundare se face în tunel la o temperatură de 40°C timp de 1,5—2 ore ;

— ultimul strat de vopsea secundară (fără presărare de șamotă) se usucă în tunel timp de 24 ore ;

— decerarea cojilor, constînd în eliminarea modelului fuzibil în autoclavă cu abur uscat, la o presiune de 6 atm și temperatură de 165°C (timp de decerare 15—20 min) ;

— calcinarea cojilor ceramice se realizează în cuptor prin încălzire la 960—1000°C timp de 2 ore ;

— turnarea metalului (oțel-rapid) se face la temperatura de 1620°C, în coji ceramice preîncălzite la 900—1000°C.

Elaborarea și turnarea oțelului rapid

Pentru obținerea unei compoziții chimice omogene a sarjei, deșeurile au fost topite într-un cuptor cu inducție de 250 kg, unde s-a corectat și conținutul de carbon (0,9—1,1% C). Dezoxidarea băii s-a făcut cu Fe—Mn, Fe—Si și Al.

Creuzetul cuptorului cu inducție a fost ștampat cu căptușeală acidă. Oțelul a fost turnat în forme uscate, obținîndu-se bare de ∅ 40 mm x 600 mm, care, după solidificare și răcire, au fost dezbătute, curățate și sablate.

În vederea turnării în forme-coji, barele au fost retopite, în cuptor cu inducție de 30 kg, unde s-a făcut și corecția compoziției chimice a oțelului folosind feroaliaje.

Căptușeala cuptorului cu inducție a fost din Al_2O_3 (85%) și MgO (15%).

Temperatura de turnare a oțelului, măsurată cu termocuplul cu imersie Pt—Pt—Rh, în oală, a fost 1620°C.

Turnarea s-a făcut cu oala de mînă preîncălzită la 800°C. Compoziția chimică a oțelului rapid turnat în piese a fost următoarea :

C = 0,9—1,15% Si = 0,45—0,6%

S = 0,009% Cr = 4,2—4,6%

V = 2,2—27% W = 6,8—7%

Mn = 0,26—0,30%

Mo = 5,0—5,4%

Piesele turnate au fost **dezbătute, detașate prin tăiere de pe ciorchine, curățate și sablate.**

Tratamentul termic primar al pieselor constă din recoacere de omogenizare și de înmuiere în atmosferă oxidantă. Duritatea obținută după acest tratament termic primar este 230—250 HB.

După prelucrarea pieselor în zona de prindere, acestea au fost supuse **tratamentului termic secundar,** constînd în călire și revenire.

Austenitizarea pentru călire s-a efectuat la 1200—1220°C, iar răcirea s-a făcut în ulei. S-a aplicat o revenire dublă la temperatura de 540°C, obținîndu-se durități de 62 . . . 64 HRC.

Piesele obținute prin turnare din oțel rapid corespund atît în ceea ce privește configurația geometrică, calitatea muchiilor și suprafețelor, cît și în ceea ce privește calitatea materialului.

CZ : 621.979.25:621.983-2

Proiectarea, asistată de calculator, a matrițelor de îndoire pentru piese de utilaj minier

Ing. Dănuț ȘTEFAN – I.C.S.I.T.P.S.C. București

Problema din punct de vedere al proiectării

Printre temele înscrise în programul de cercetare-proiectare al laboratorului de deformări plastice din cadrul Institutului de Cercetări Științifice, Inginerie Tehnologică și Proiectări pentru Sectoare Calde a fost și îndoirea la rece a unor piese pentru utilaj minier.

Piesele în cauză sînt table din OL 37 cu grosimea de 8 ... 15 mm și cu lungimea variind între 470 și 1300 mm. Ele trebuie îndoite după forma unui trapez isoscel (fig. 1).

Din proiecte se constată că piesele în funcție de toleranțele respective, pot fi grupate după un același unghi de îndoire. Tabelul 1 prezintă valorile unghiurilor de îndoire și posibilitatea grupării lor după valoarea unui unghi mediu. De exemplu, reperele cu numerele curente 16, 23, 17 și 25 au valori ale unghiului de îndoire care se pot rotunji la valoarea de 5°C. Se poate constata din acest tabel posibilitatea unei restrîngeri a numărului de matrițe și anume patru în loc de nouă.

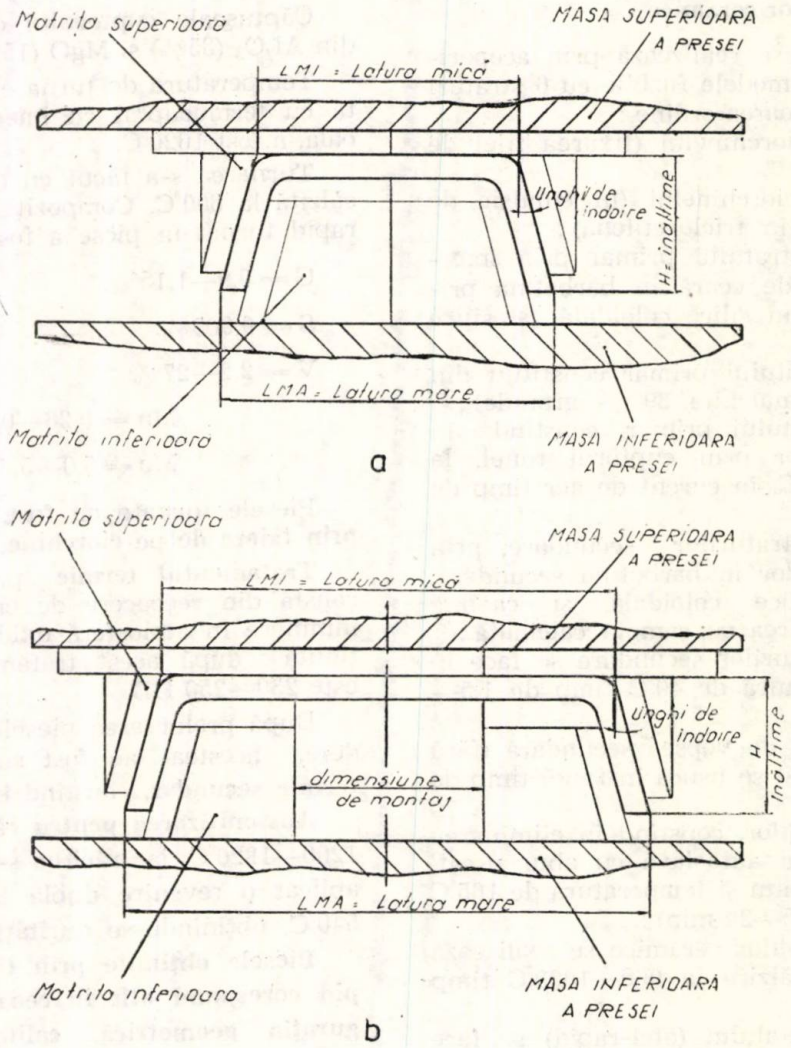


Fig. 1 Schema de principiu a matrițelor pentru îndoire.

Tabelul 1

Număr curent I.C.P.T.S.C.	Latura mare [mm]	Latura mică [mm]	Înălțimea [mm]	Lungimea [mm]	Unghiul de îndoire			Unghiul mediu	
					[gr]	[min]	[sec]	[gr]	[min]
17	344	324	132	1088	4	19	56	5	0
23	364	340	154	1060	4	27	20	5	0
25	232	200	175	1266	5	13	26	5	0
16	232	200	175	1266	5	13	26	5	0
22	560	500	265	1286	6	27	31	6	30
24	270	233	105	458	9	59	32	10	0
20	355	288	185	935	10	15	50	10	0
21	400	326	164	1028	12	42	49	13	0
18	415	340	155	1020	13	36	1	13	0

Alte elemente constructive ale matriței, în afară de unghiul de îndoire, mai sînt și lungimea matriței, precum și latura mică în înălțimea trapezului. Și, deoarece valorile lor diferă de la reper la reper, s-a adoptat un sistem modulat de matriță, ale cărui elemente să poată fi ușor manevrate în funcție de aceste valori. În cadrul unei grupe cu un unghi mediu, diferența dintre valorile laturilor mici considerînd ca bază cea mai mică valoare dintre ele, am denumit-o „dimensiune de montaj" și ea reprezintă elementul principal în cadrul montării elementelor modulate.

Spre exemplu matrița al cărei unghi mediu de îndoire are valoarea de 5° se folosește la îndoirea reperelor 17, 23, 25 și 16. Dintre acestea reperul 16 are cea mai mică valoare a laturii mici și ea se consideră drept bază. Deci matrița va avea unghiul de îndoire cu valoarea de 5°C și latura mică cu valoarea 200 mm. Pentru înălțime s-a considerat cea mai mare valoare dintre repere și anume 175 mm la care s-au adăugat constructiv 20 mm, iar pentru lungime s-a considerat cea mai mare valoare dintre repere și anume 1266 mm la care s-au adăugat constructiv 10 mm. Matrița folosește la îndoirea reperelor 16 și 25 (fig. 1, a).

Aceeași matriță folosește și la execuția reperului 17. Pentru aceasta, matrița, care este construită din două module simetrice independente, se va monta cu o distanță (între ele) egală cu diferența dintre valoarea laturii mici a reperelui și valoarea considerată drept minim, adică dimensiunea de montaj cu valoarea 124 mm (fig. 1, b). Pentru reperul 23, montajul matriței se face la fel, cu dimensiunea de montaj 140 mm.

Pentru celelalte repere, problema este similară. În cadrul fiecărei grupe cu același unghi mediu de îndoire se stabilește latura minimă și implicit apare și valoarea dimensiunii de montaj. De asemenea, conform principiului stabilit, se află și înălțimea și lungimea.

Problema din punct de vedere al informaticii

În vederea ușurării calculelor de proiectare și avînd în vedere că matrițele se pot tipiza, s-a elaborat un program pentru calculatorul electronic. Algoritmul problemei este redat mai jos.

Se dă un număr de nouă repere (table) plate care trebuie îndoite după forma trapez isoscel (fig. 1). Se cunosc valorile numerice

Parametri de proiectare a matrițelor de îndoire

Tabelul 2

Număr curent ICPTSC	Latura mare [mm]	Latura mică [mm]	Înălțimea [mm]	Lungimea [mm]	Unghiul de îndoire			Unghiul mediu		Abatere admisă [gr]	Dimensiune de montaj [mm]	Înălțimea matriței [mm]	Lungimea matriței [mm]
					[gr]	[min]	[sec]	[gr]	[min]				
17	344	324	132	1088	4	19	56	5	0	2	124	215	1276
23	364	340	154	1060	4	27	20	5	0	2	140	215	1276
25	232	200	175	1266	5	13	26	5	0	2	0	215	1276
16	232	200	175	1266	5	13	26	5	0	2	0	215	1276
22	560	500	265	1286	6	27	31	6	30	2	0	305	1296
24	270	233	105	458	9	59	32	10	0	2	0	225	945
20	355	288	185	935	10	15	50	10	0	2	55	225	945
21	400	326	164	1028	12	42	49	13	0	2	0	204	1038
18	415	340	155	1020	13	36	1	13	0	2	14	204	1038

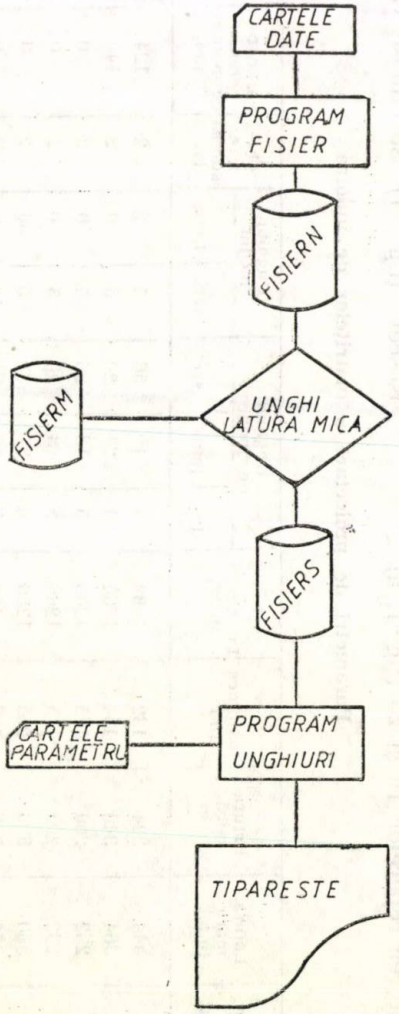


Fig. 2. Schema generală a programului.

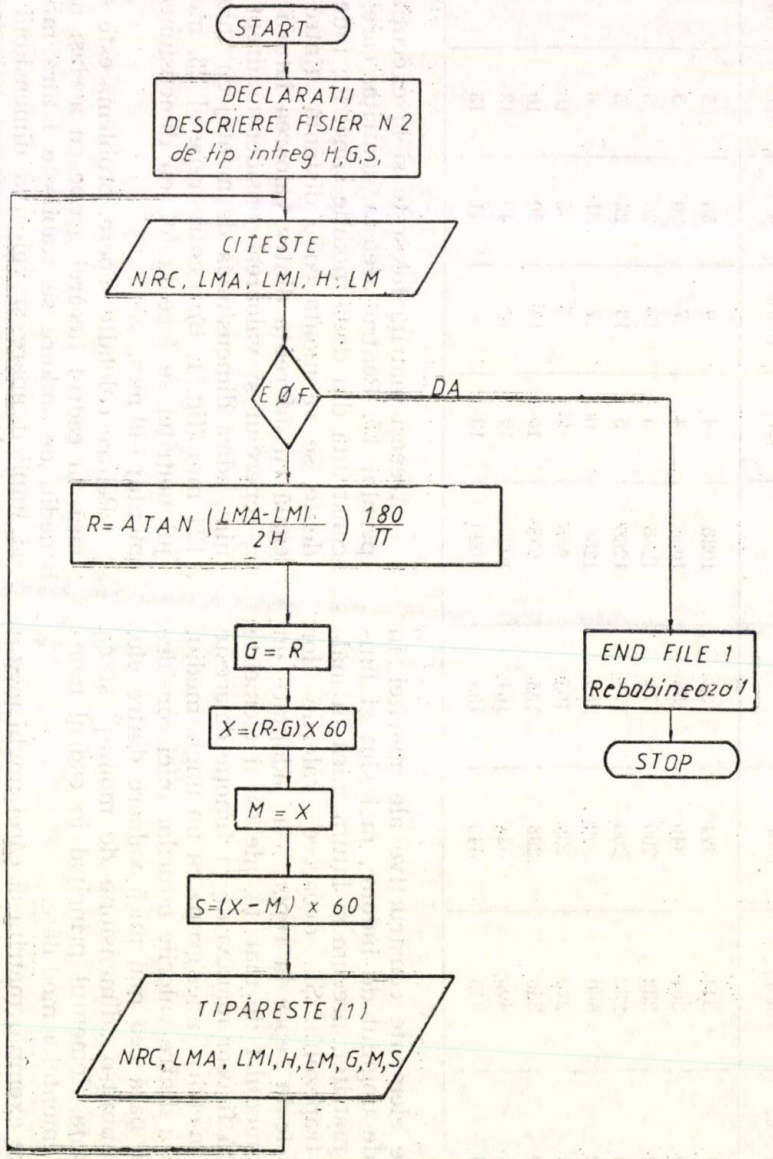
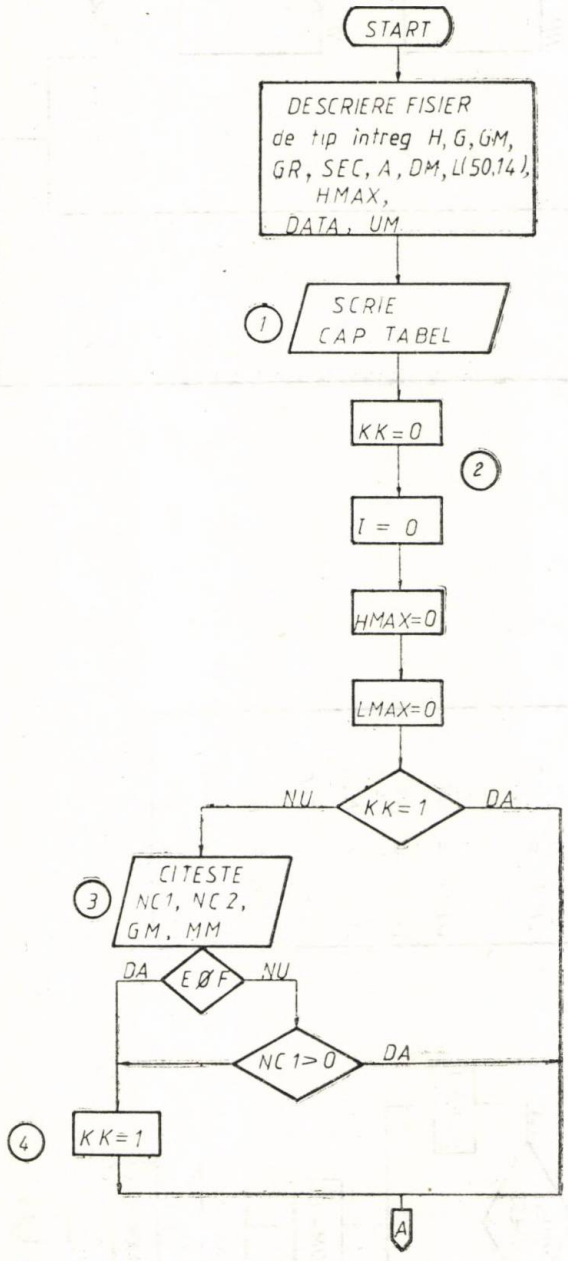


Fig. 3 Programul FISIER.

pentru latura mare (*LMA*) latura mică (*LMI*) înălțimea (*H*) și lungimea (*LM*). De asemenea, se cunoaște numărul curent ICPTSC al fiecărui reper (NRC). Se cere să se afle unghiul de îndoire pentru fiecare reper, să se rotunjească valorile acestor unghiuri și să se grupeze reperele, în funcție de creșterea valorică a unghiurilor.

Apoi, în cadrul grupelor de repere cu același unghi de îndoire, trebuie determinată diferența dintre valorile laturilor mici adică



a

Fig. 4 Programul UNGHIURI.

dimensiunea de montaj, considerînd drept minim una dintre ele. De asemenea se va determina și cea mai mare înălțime și lungime.

Datele de intrare sînt prezentate în macheta datelor de intrare.

Datele de ieșire sînt prezentate în macheta datelor de ieșire. Ele formează tabelul 2, în care sînt afișați parametrii de proiectare și

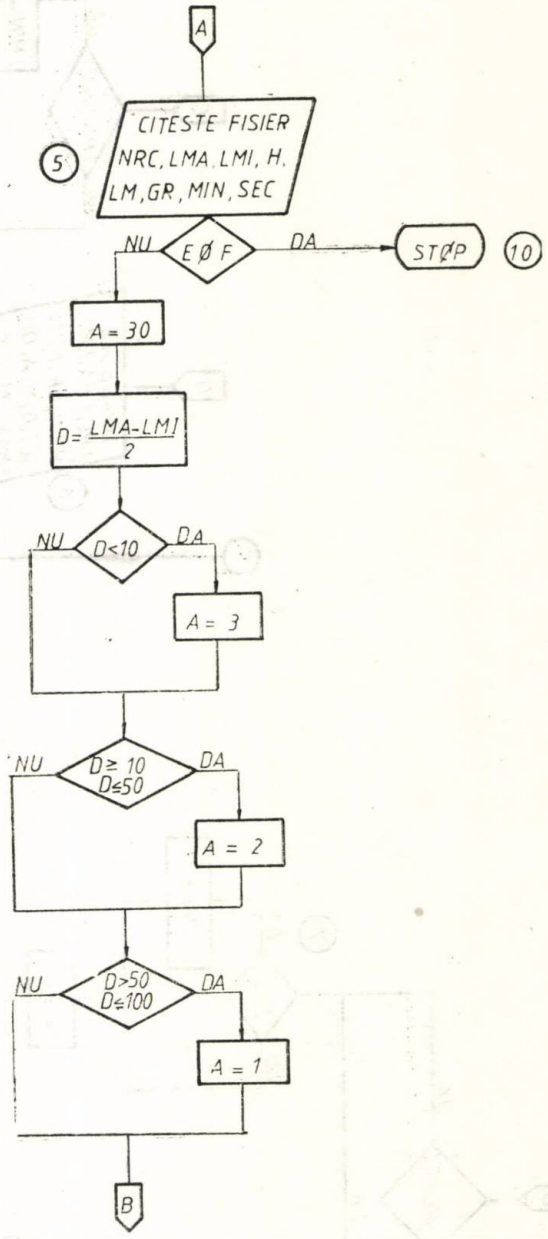


Fig. 4 **b** (continuare)

anume unghiul de îndoire, abaterea unghiulară admisă, dimensiunea de montaj, înălțimea și lungimea matriței.

Conform algoritmului a fost întocmită schema logică a programului.

In figura 2 este prezentată schema logică generală a programului. Acest program cuprinde trei programe și anume :

— programul FIȘIER ;
— programul SORTARE ;
— programul UNGHIURI.

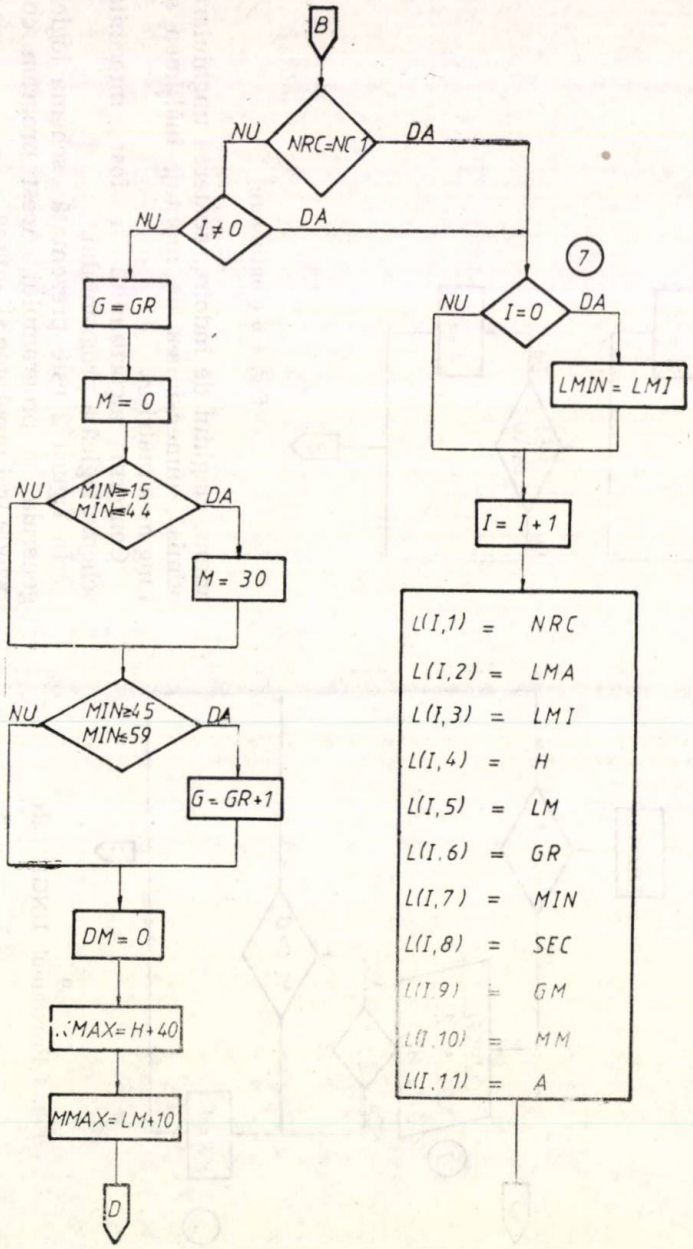


Fig. 4 **c** (continuare)

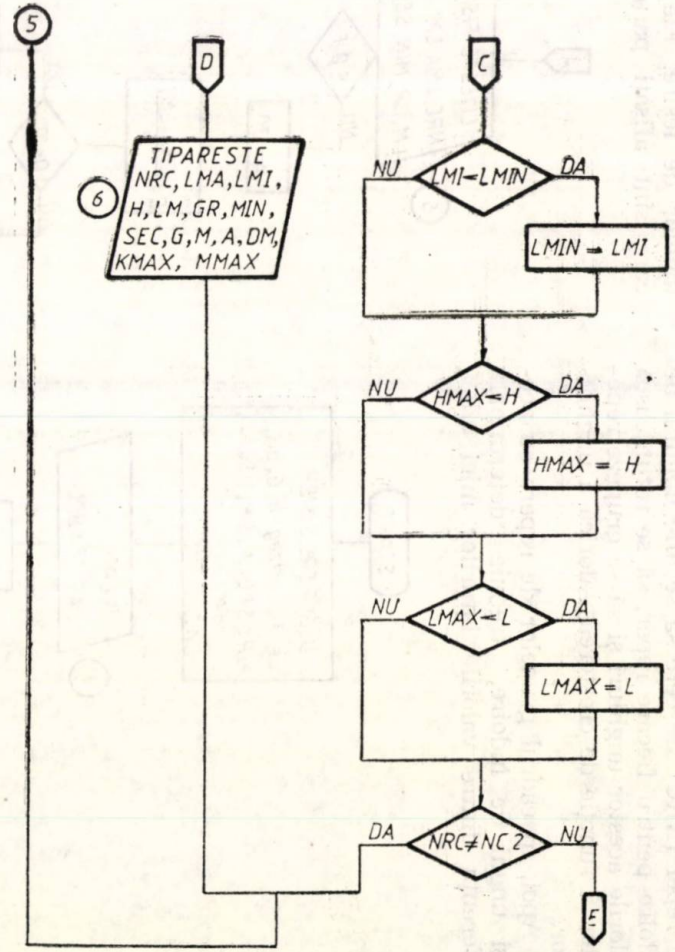


Fig. 4 **d** (continuare)

Programul FIȘIER (fig. 3) reprezintă un fișier de date care se înregistrează pe un disc de manevră.

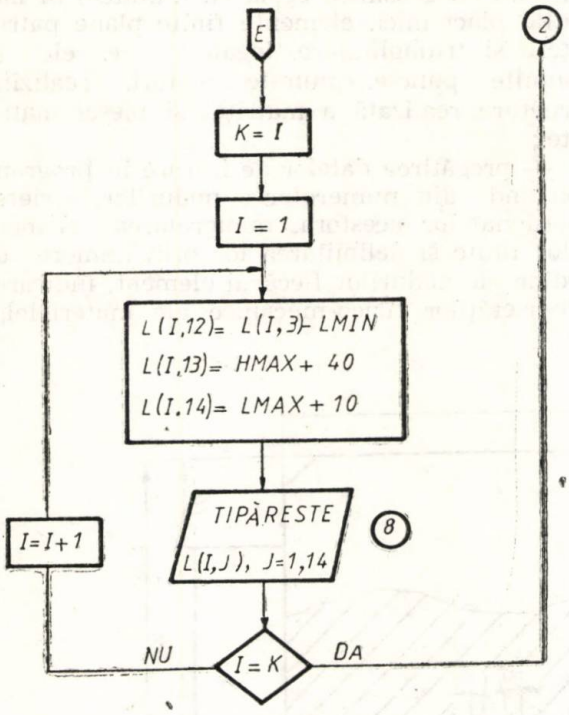


Fig. 4 e (continuare)

Programul SORTARE este un program utilitar. El sortează și pregătește date pentru calculul parametrilor de proiectare.

Ultima parte a programului general este programul UNGIURI (fig. 4). El afișează datele care ne interesează pe noi, adică parametrii de proiectare.

Concluzii

Adoptarea soluției de proiectare cu matrițe modulate a fost posibilă datorită uniformizării valorilor unghiurilor de îndoire.

Matrițele sînt constructiv simple, formate din elemente sudate între ele.

Programul întocmit pentru calculatorul electronic este valabil pentru oricare alte repere de același tip, repere care ar putea să apară în producția de serie a beneficiarului.

Programul a fost întocmit în limbaj FORTRAN și este destinat să fie rulat pe calculatorul de construcție românească FELIX C-256.

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x*: Proiectarea tehnologiilor de deformare plastică și de tratament termic a reperelor destinate ca piese de schimb pentru întreținerea și repararea utilajelor miniere. Lucrare 3926, ICSITPSC, 1982.

[2] *Perjeriu, E.*: Metode și tehnici de elaborare, catalogare și utilizare a procedurilor științifice în limbajul de programare FORTRAN. Ed. Universității, București, 1981.

[3] *Roșca, V.*: Curs de programare în limbaj FORTRAN CPLICM, București, 1982.

CZ : 621.979.25:621.983-2

Determinarea stării de deformație în secțiunea unei matrițe și în piesa matrițată, prin metoda elementului finit

Șef lucr. ing. Ladislau **PĒTHO**, asist. ing. Liviu **NISTOR** — Institutul politehnic Cluj-Napoca

Introducere

În prezenta lucrare se utilizează metoda elementului finit [1, 2, 3] pentru studiul deformației unei matrițe și piese matrițate în timpul procesului de matrițare. S-au considerat trei cazuri de încărcare și se analizează structura deformată a matriței și piesei matrițate.

Proiectarea optimă a matrițelor destinate deformării plastice a pieselor este o problemă actuală. Modelarea pe calculator a deformării plastice a pieselor prin matrițare a devenit posibilă odată cu apariția programelor mari. Se pot determina astfel forma și dimensiunile optime ale matrițelor înaintea execuției prototipului. Aceasta duce la scăderea numărului încercărilor experimentale costisitoare și la o mai amănunțită cunoaștere a produsului în exploatare. Modelul matematic fiind foarte maleabil, chiar dacă apar mici schimbări în datele de intrare, se poate rula o nouă variantă, pe cînd modificarea formei și dimensiunilor unei matrițe în vederea repetării măsurătorilor este mult mai costisitoare și mai complicată.

Proiectarea necorespunzătoare a matrițelor poate să fie cauza apariției deformațiilor remanente, a uzurii prin frecări pronunțate ale suprafețelor de lucru și a oboselii mecanice și

termice a matrițelor. Aceste solicitări distrug matrițele și duc la scoaterea lor prematură din exploatare.

Calculul forțelor ce apar în procesul matrițării pieselor se poate face [3], folosind metoda cîmpului liniilor de alunecare. Prin această metodă se obțin rezultate acceptabile în cazul proceselor stabilizate și mai puțin exacte în cazul proceselor nestabilizate, întîlnite mai frecvent în practică. Rezultatele obținute în schimb, cu ajutorul metodei elementului finit sînt mai apropiate de realitate, atît în cazul proceselor stabilizate, cît și în cazul celor nestabilizate. Au fost studiate pe această cale extruziunea directă, și refularea [2, 3].

— discretizarea structurii reale (a secțiunii transversale a matriței și piesei matrițate, considerată ca o placă aflată în stare plană de tensiuni cu grosimea egală cu unitatea) în mai multe plăci mici, elemente finite plane patrulatere și triunghiulare, legate între ele în anumite puncte, numite noduri, realizînd structura realizată a matriței și piesei matrițate ;

— pregătirea datelor de intrare în program, constînd din numerotarea nodurilor, scrierea coordonatelor acestora, numerotarea elementelor finite și delimitarea lor prin numere de ordine ale nodurilor fiecărui element, indicarea proprietăților fizico-mecanice ale materialelor

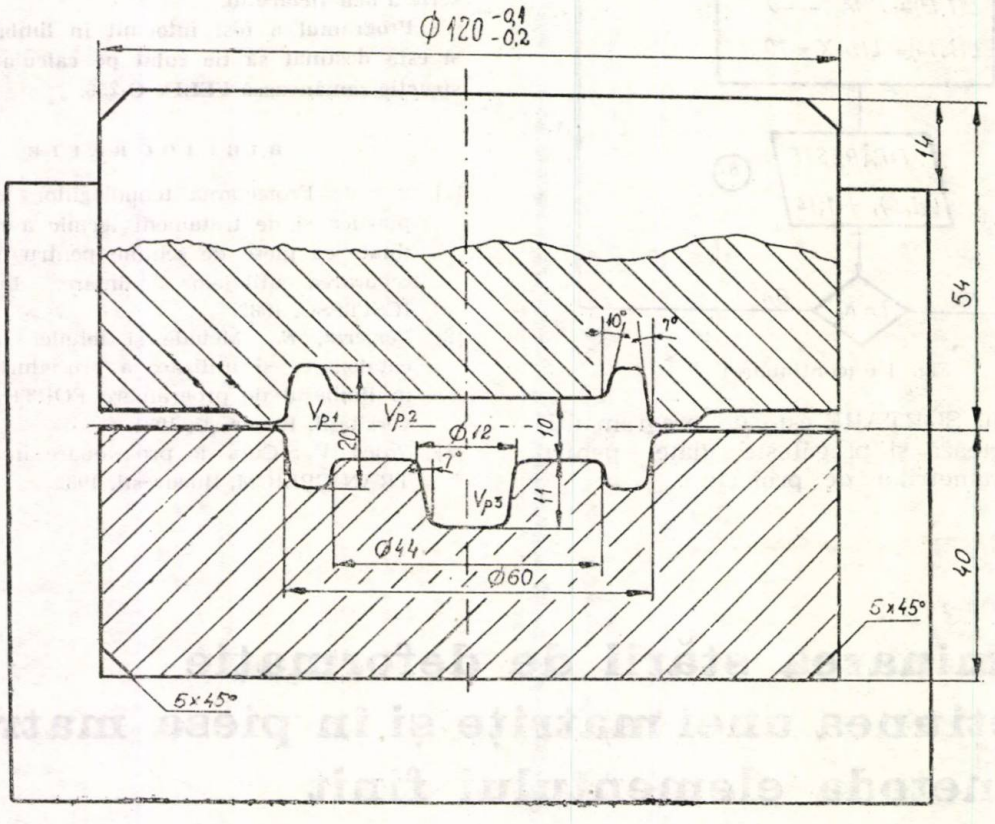


Fig. 1 Desenul matriței prevăzută cu un canal de bavură și o cavitate pentru piesa de matrițat de tip roată cu coroană și butuc.

În figura 1 se prezintă matrița prevăzută cu canal de bavură și cu o cavitate pentru piesa de matrițat, tip roată cu coroană și butuc, folosită în laboratorul de forjă al I.P.C.-N. Pentru studiu, s-a considerat piesa ca fiind deformată în ultimul stadiu al matrițării, adică acel stadiu în care curgerea surplusului de material din piesă are loc numai în bavură.

Pentru determinarea distribuției deformațiilor și tensiunilor produse de încărcarea prin forțe date, s-a utilizat un program complex denumit SAP 2, destinat analizei structurilor prin metoda elementului finit [1], parcurgînd următoarele etape :

elementelor și reducerea încărcării reale a matriței la forțe concentrate în nodurile structurii ideale ;

— rularea pe calculator a programului SAP 2, scris în limbaj FORTRAN ;

— prelucrarea rezultatelor sub formă de table și diagrame ;

— extragerea concluziilor privind rezistența matriței și a piesei matrițate la solicitări și rularea programului pentru alte variante constructive, pentru alte materiale, alte cazuri de încărcare și de rezemare ale structurii.

Discretizarea structurii în elemente finite, modul de încărcare și de rezemare a acesteia

Discretizarea structurii reale a matriței și a piesei matrițate în structură idealizată se prezintă în figurile 2 și 3.

Această structură cuprinde 515 elemente patrulatere și triunghiulare și 536 noduri. La alegerea formei elementelor finite și la dispunerea lor, s-a ținut seama de modelarea cît mai fidelă a structurii reale și de posibilitatea reprezentării, pe diferite secțiuni și contururi, a deplasărilor și tensiunilor obținute prin rularea programelor de calcul.

In figurile 2 și 3 se poate urmări conturul matriței superioare, inferioare și al piesei matrițate, delimitat prin litere mici (a, b,...), respectiv secțiunile prin structură notate cu litere mari de tipar (A, B,...).

Modul de încărcare a matriței se arată în figura 2. Forțele concentrate corespunzătoare celor trei cazuri de încărcare și anume $F_I = 100$, $F_{II} = 200$ și $F_{III} = 300$ KN au fost echivalente cu sarcini repartizate continuu pe conturul de sus al matriței superioare, rezultînd suprafețele de încărcare din figura 2. Sarcinile distribuite au fost apoi reduse pe nodurile conturului respectiv ale matriței, rezultînd forțele concentrate ale căror valori sînt date în tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. nod pe conturul de sus al matriței superioare	Caz de încărcare		
	F_I	F_{II}	F_{III}
	[kN]		
1	4,61	9,23	13,85
2	6,78	13,57	20,37
3	9,22	18,46	27,70
4	12,64	25,30	37,97
5	15,19	30,40	45,63
6	17,36	34,74	52,15
7	19,53	39,08	58,67
8	21,97	43,97	66,00
9	23,87	47,77	71,70
10	26,04	52,11	78,22
11	26,04	52,11	78,22
12	23 87	47,77	66,00
13	21,97	43,97	71,10
14	19,53	39,08	58,67
15	17,36	34,74	52,15
16	15,19	30,40	45,63
17	12,64	25,30	37,97
18	9,22	18,46	27,70
19	6,78	13,57	20,37
20	4,61	9,23	13,85

Condițiile de rezemare au fost astfel alese ca matrița să fie fixată în spațiu prin reazeme, împiedicînd deplasările provenite din mișcarea ei ca un corp rigid.

Pentru simplificarea calculelor s-a neglijat frecarea pe suprafața de reazem a matriței, permițînd nodurilor situate pe acest contur să se deplaseze liber pe orizontală față de cele două noduri situate de o parte și de alta a axei de simetrie OY a matriței. S-a admis, de asemenea, că matrița se reazemă pe un corp absolut rigid și s-a împiedicat deplasarea nodurilor situate pe conturul de jos al matriței inferioare. Astfel, rezemarea matriței s-a modelat prin reazeme fixe și mobile cum se arată în figura 2.

Proprietățile fizico-mecanice ale materialelor elementelor structurii

Materialul matriței superioare, cel al matriței inferioare și cel al piesei matrițate au proprietățile fizico-mecanice indicate în tabelul 2.

Deplasările nodurilor structurii

Precizînd toate datele de intrare în program, prin rularea la calculatorul FELIX C-256 a acestuia, au rezultat pentru cele trei cazuri de încărcare considerate deplasările nodurilor structurii matriței și ale piesei matrițate.

Valorile deplasărilor nodurilor situate pe conturul matriței și respectiv al piesei matrițate, după cele două direcții ale axelor de coordonate globale OY și OZ, notate prin v și w se dau în tabelul 3.

Tabelul 2

Proprietățile / Mat. elem. structurii	Modul de elasticitate longitudinal E. 10^5 [N/mm^2]	Coeficientul lui Poisson υ	Coeficient de dilatare liniară [mm/mm grad] 10^{-4}
matrița superioară VCW 85	2,1	0,23	0,105
matrița inferioară VCW 85	2,1	0,28	0,105
piesa matrițată plumb	0,17	0,42	0,293

Reprezentînd la scară convenabilă deplasările v și w ale fiecărui nod al structurii, re-

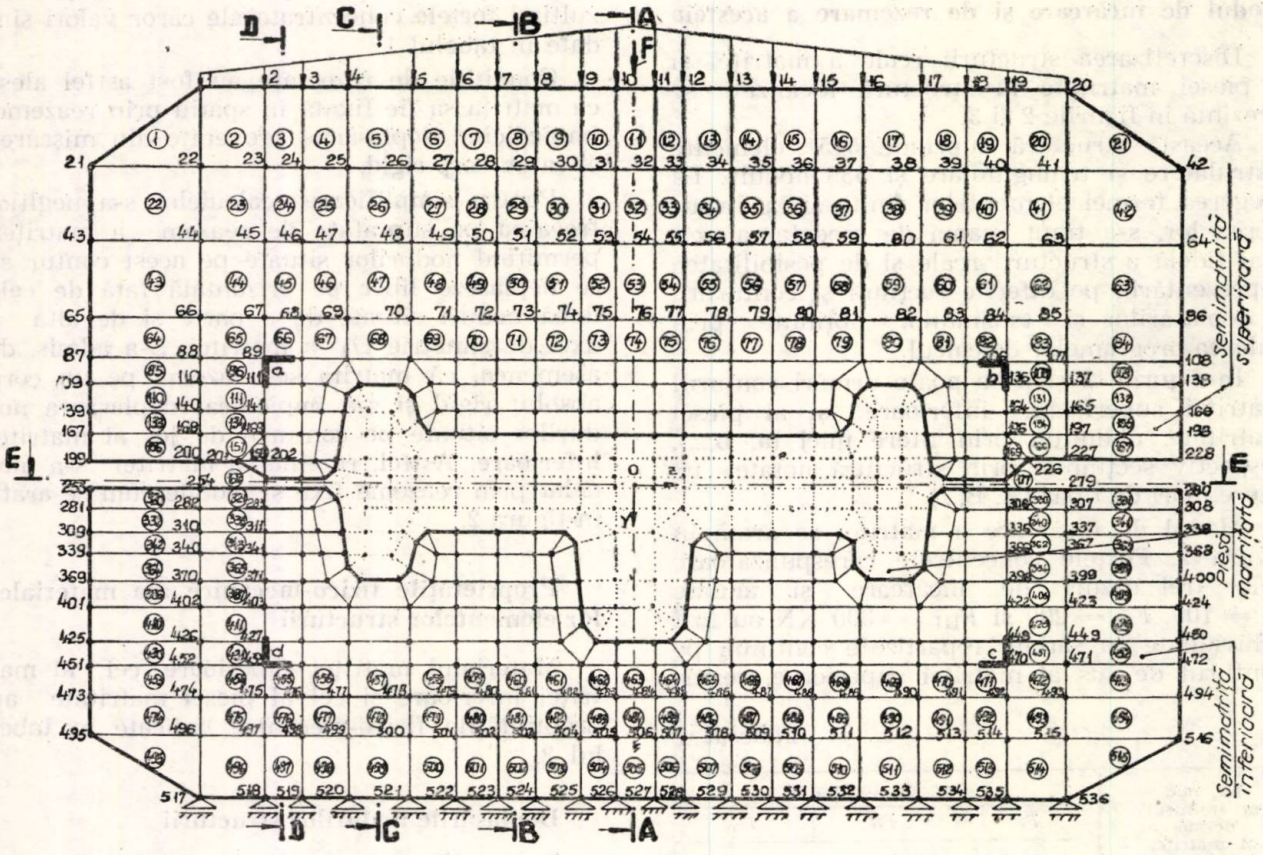


Fig. 2 Discretizarea structurii reale a matriței și piesei matrițate în structură idealizată formată din elemente plane patrulatere și triunghiulare. Modelul de încărcare.

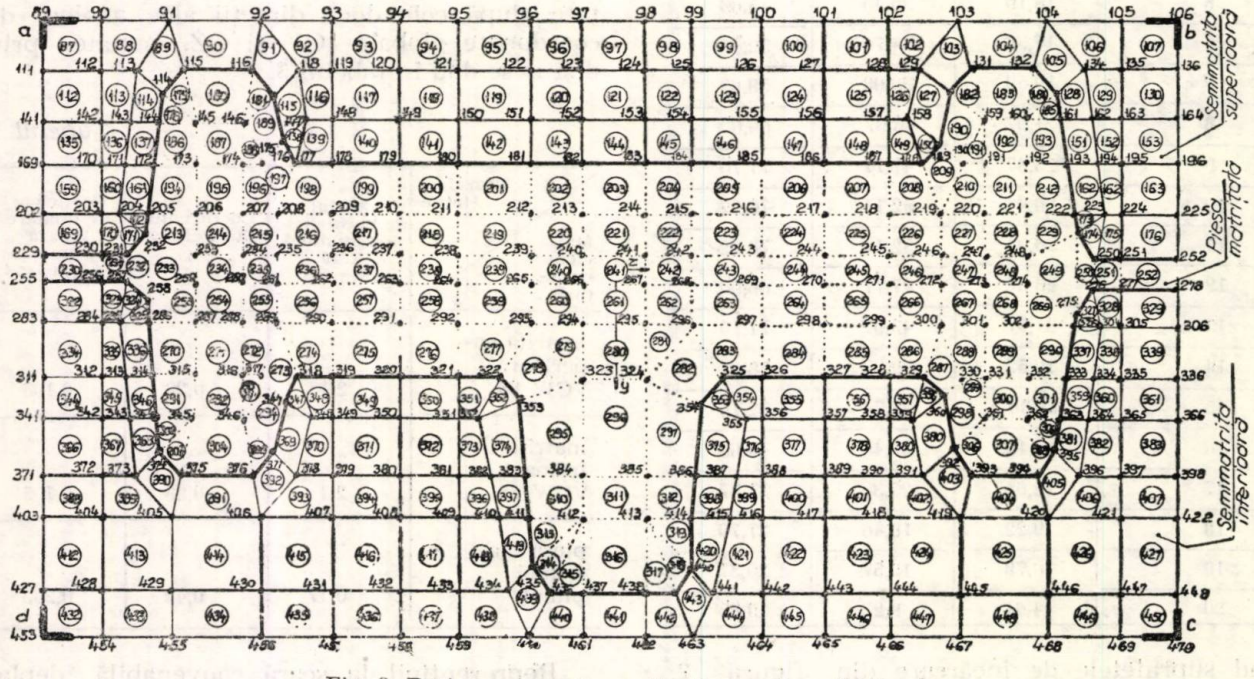


Fig. 3. Partea — abcd — din figura 2 mărită la scara 2 : 1.

Tabelul 3

Conturul	Nr. nod. pe contur	Deplasările v [mm]	Deplasările w $\cdot 10^{-2}$	Conturul	Nr. nod. pe contur	Deplasările v [mm]	Deplasările w $\cdot 10^{-2}$	Conturul	Nr. nod. pe contur	Deplasările v [mm]	Deplasările w $\cdot 10^{-2}$	Conturul	Nr. nod. pe contur	Deplasările v [mm]	Deplasările w $\cdot 10^{-2}$	Conturul	Nr. nod. pe contur	Deplasările v [mm]	Deplasările w $\cdot 10^{-2}$	Conturul	Nr. nod. pe contur	Deplasările v [mm]	Deplasările w $\cdot 10^{-2}$
Suprafața de aplicare a forței pe semimatrița superioară	1	53,4	11,5	Suprafața de contact semimatrița superioară-piesă	228	57,2	13,5		176	56,6	-7,0	Suprafața de reazem semimatrița inferioară	522	0,0	-2,85	Suprafața de contact semima trița inferioară-piesă	277	29,9	4,8		353	15,7	-3,55
	2	61,1	12,0		227	56,0	10,8		117	58,0	-6,6		523	0,0	-2,08		276	29,1	4,8		322	16,13	-3,27
	3	63,7	12,3		226	50,8	10,6		116	58,3	-7,4		524	0,0	-1,36		275	28,0	5,05		321	15,18	-3,89
	4	70,0	12,3		252	44,5	7,6		115	52,2	-9,1		525	0,0	-0,6		303	26,8	5,27		320	15,0	-4,72
	5	77,0	12,0		251	40,0	7,1		114	48,3	-9,7		526	0,0	0,0		333	23,9	5,16		319	15,1	-5,36
	6	82,8	11,2		250	40,4	6,9		144	45,6	-9,4		527	0,0	0,0		363	21,1	6,9		318	15,6	-5,79
	7	87,0	10,3		249	44,0	7,7		172	42,2	-8,7		528	0,0	0,6		395	19,0	7,28		347	15,4	-5,55
	8	90,5	9,0		222	42,7	8,3		205	38,7	-7,26		529	0,0	1.39		394	11,9	7,0		377	13,8	-5,22
	9	94,0	7,4		193	46,0	10,0		232	36,2	-5,9		530	0,0	2,13		393	13,6	6,17		376	12,79	-5,67
	10	95,8	6,0		161	49,5	11,2		231	36,5	-6,09		531	0,0	2,94		392	14,7	5,72		375	14,8	-6,5
	11	96,0	4,2		133	52,3	11,8		230	36,4	-6,48		532	0,0	3,94		360	16,3	6,17		374	17,6	-6,8
	12	95,0	2,8		132	56,4	11,6		229	39,9	-7,34		533	0,0	5,27		329	16,5	6,4		344	19,5	-6,5
	13	92,4	1,2		131	62,0	9,8		201	44,9	-9,5		534	0,0	6,15		328	15,8	6,0		314	22,2	-5,8
	14	90,0	0,007		130	61,4	8,8		200	48,4	-9,9		535	0,0	6,82		327	15,6	5,3		286	24,9	-4,97
	15	86,3	-0,09		189	60,0	8,8		199	46,5	-12,3		536	0,0	7,29		326	15,6	4,5		258	26,14	-4,75
	16	81,6	-1,6		188	59,8	9,1	Suprafața laterală pe semimatrița sup.	167	46,6	-11,0	Suprafața laterală semimatrița inferioară	516	8,39	10,2		325	16,4	3,8		257	27,13	-4,65
	17	76,2	-2,0		187	61,0	8,5		139	46,6	-10,6		494	7,2	11,2		354	16,0	4,0		256	27,9	-4,46
	18	72,6	-2,0		186	62,5	7,2		109	46,5	-10,4		472	6,75	11,0		386	13,25	4,2		255	21,6	-3,77
	19	68,8	-2,0		185	63,7	5,5		87	46,3	-10,2		450	6,44	10,6		414	11,4	3,6		254	9,81	-3,17
	20	62,0	-1,6		184	65,0	3,4		65	45,7	-9,4		424	5,98	9,72		440	9,7	3,0		253	5,02	-5,93
Suprafața laterală pe semimatrița sup	42	53,6	6,7		183	65,0	1,7		43	44,4	-5,8		400	5,67	8,82		439	8,1	1,98	Suprafața laterală semimatrița inferioară	281	4,8	-5,34
	64	55,0	11,9		182	64,6	-0,18		21	43,2	-1,2		368	5,38	7,56		438	7,2	1,0		309	4,76	-6,11
	86	56,3	13,6		181	63,8	-1,8		517	0,0	-6,9		338	5,26	6,51		437	7,17	-0,75		339	4,87	-7,0
	108	57,0	13,4		180	62,0	-3,9		518	0,0	-6,48		308	5,31	5,69		436	8,0	-1,7		369	5,13	-8,22
	138	57,2	13,0		179	60,0	-5,6		519	0,0	-5,8		280	5,55	6,38		435	9,5	-2,7		401	5,41	9,05
	166	57,3	12,6		178	58,4	-6,9		520	0,0	-5,0		279	10,7	3,29		411	11,2	-3,3		425	5,83	9,89
	198	57,3	12,5		177	56,7	-7,5		521	0,0	3,78		278	23,8	4,0		383	13,0	-3,79		451	6,12	-10,2
																					473	6,55	10,5
																					495	7,62	9,57

zultă structura deformată a matriței și piesei matrițate, reprezentată în figura 4.

— se verifică simetria formei constructive, a încărcării și rezemării structurii idealizate

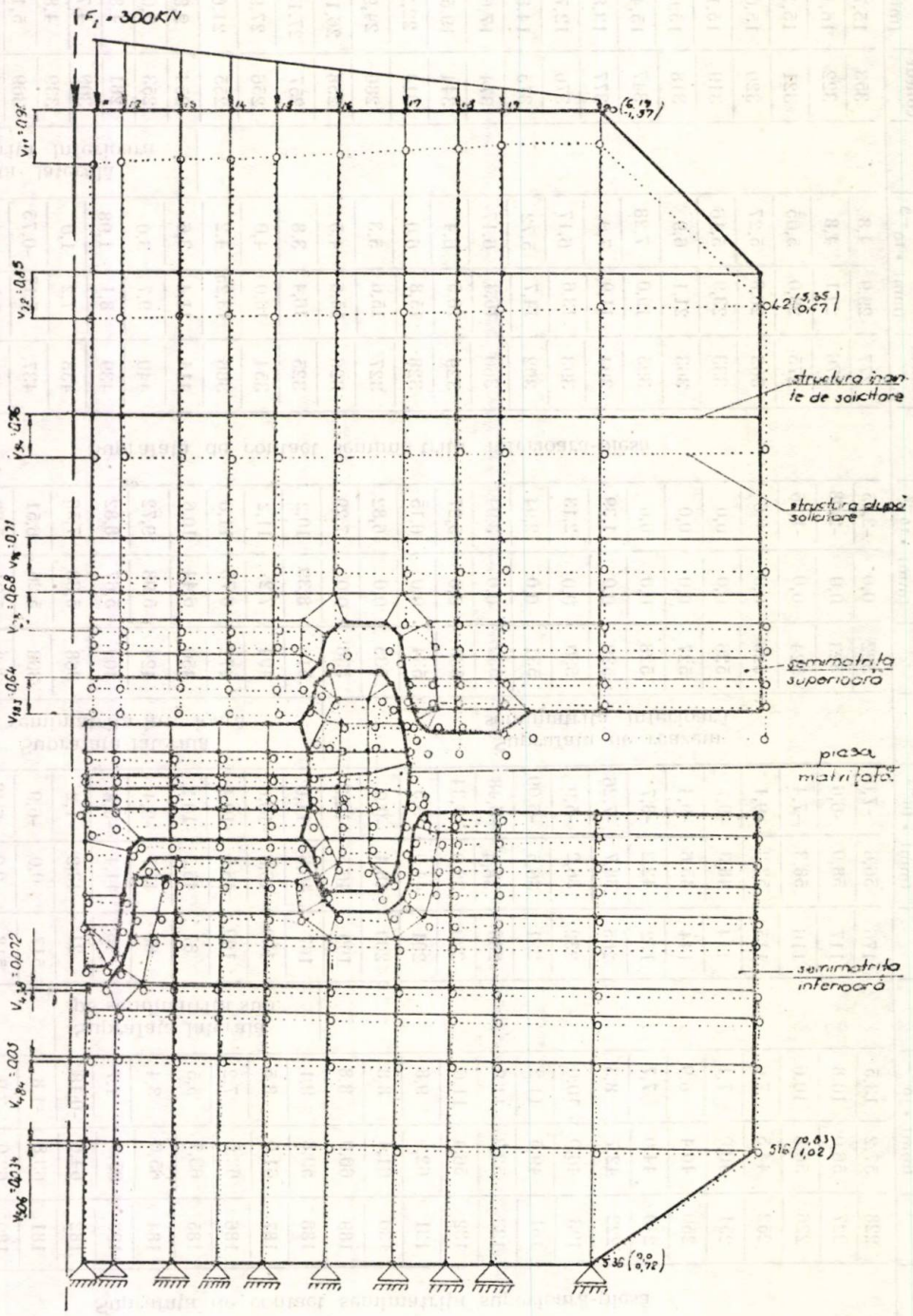


Fig. 4 Deplasările nodurilor pe direcția axelor Y și Z în [mm], structura deformată desenată prin linii întrerupte. Scara deplasărilor: $k_v = k_w = v$ [mm] în natură v [mm] pe desen = 10^{-1}.

Comparînd structura inițială a matriței și piesei matrițate înainte de solicitare, cu structura deformată a lor după solicitare (prezentată în fig. 4), se observă următoarele :

— se verifică simetria formei constructive, a încărcării și rezemării structurii idealizate față de axa OY și ca atare se poate studia numai jumătatea structurii ;

— deformația piesei matrițate este mult mai pronunțată decît cea a matriței, datorită

Tabelul 4

Cazul de încărcare	Secțiunea		E — E																					
	nr. nod.		229	230	231	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	250	251	252
I	Deplasările [mm] · 10^{-2}	*v*	39,9	36,4	36,5	33,3	35,4	36,7	38,4	39,4	41	45,6	48,4	48,6	46,2	42	40,7	40,2	38,8	37,7	35,9	440	40	44,5
		w	-7,3	-6,48	-6,09	-7,3	-9,8	-10,4	-8,9	-5,7	-2,7	0,11	0,55	0,24	0,66	4,5	6,6	9,93	11,4	10,8	7,91	6,96	7,15	7,9
II	Deplasările [mm] · 10^{-2}	*v*	29	26,2	26,2	23,7	25	25,8	26,8	27,3	28,4	31,3	33,15	33,6	31,3	28,4	27,3	26,9	25,9	25,2	23,83	26,7	26,3	29,13
		w	-4,8	-4,2	-4,0	-5,0	-6,8	-7,2	-6,3	-4,07	-2,0	-0,10	0,14	0,01	0,17	2,0	4,13	6,4	7,3	6,98	5,0	4,4	4,55	5,0
III	Deplasările [mm] · 10^{-2}	*v*	-14,5	13,1	13,1	11,87	12,5	12,9	13,4	-13,6	14,2	15,6	16,6	16,6	15,6	14,2	13,6	13,4	12,9	12,5	11,9	13,3	13,1	14,6
		w	-2,4	-2,12	-2,0	-2,5	-3,4	-36	-3,1	-2,03	-1,0	0,06	0,009	0,004	0,008	1,0	2,0	3,2	3,6	3,5	2,5	2,2	2,27	2,5

calităților diferite ale materialelor matriței și piesei matrițate ;

— forma conturului deformat al matriței superioare ne arată că aceasta este comprimată în partea ei superioară și întinsă în partea ei inferioară. Invers, matrița inferioară este întinsă în partea superioară și este comprimată în cea inferioară ;

— piesa de matrițat se deformează evident mai accentuat acolo unde este mai puțin material adică în zonele mai îndepărtate față de axa de simetrie a matriței, în zonă apropiată de canalul de bavură ;

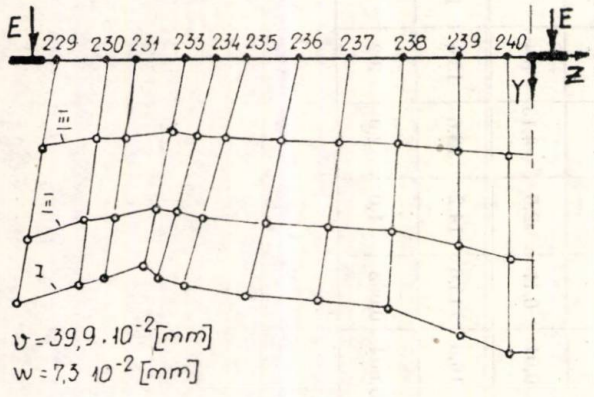


Fig. 5 Reprezentarea deformațiilor piesei matrițate după secțiunea longitudinală E—E, corespunzătoare celor trei cazuri de încărcare.

— odată cu creșterea forței de matrițare cresc deplasările nodurilor structurii. Pentru a avea o imagine mai clară asupra deformării piesei matrițate, s-a considerat o secțiune longitudinală prin planul ei de separare, secțiunea E—E, și s-au reprezentat deplasările nodurilor situate pe această secțiune corespunzătoare cazurilor de încărcare analizate. Cu datele din tabelul 4 rezultă figura 5.

Concluzii

Prin aplicarea metodei elementului finit la calculul deplasărilor nodurilor structurii idealizate ale unei matrițe și piese matrițate se poate modela și studia relativ ușor și mai aproape de realitate pocesul deformării prin matrițare. Autorii prezentei lucrări și-au propus ca în viitor să studieze pe această cale pe lîngă solicitarea mecanică și cea termică a matriței, considerînd și alte forme constructive a acesteia în vederea precizării unor indicații mai exacte proiectanților care lucrează în acest domeniu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pethö, L.*. Determinarea stării de tensiune și de deformație termică în secțiunea unui perete-membrană prin metoda elementului finit, în „Comunicările celei de a VIII-a sesiunii științifice a institutului de învățămînt superior", Oradea, 1981.

[2] *Zienkiewicz, O. C.* : La methode des éléments finit-apliquée à l'art de l'ingenieur, Paris, 1973.

[3] *x x x* : Analiza, cu ajutorul elementelor finite, a frecăriiéîn procesul deformării metalelor, I.D. nr. 73—80, I.C.M., 1980.

CZ : 621.979.25:621.983-2

Determinarea stării de tensiuni în secțiunea unei matrițe și în piesa matrițată, prin metoda elementului finit

Șef lucr. ing. Ladislau **PETHO,** asist. ing. Liviu **NISTOR** Institutul politehnic Cluj-Napoca

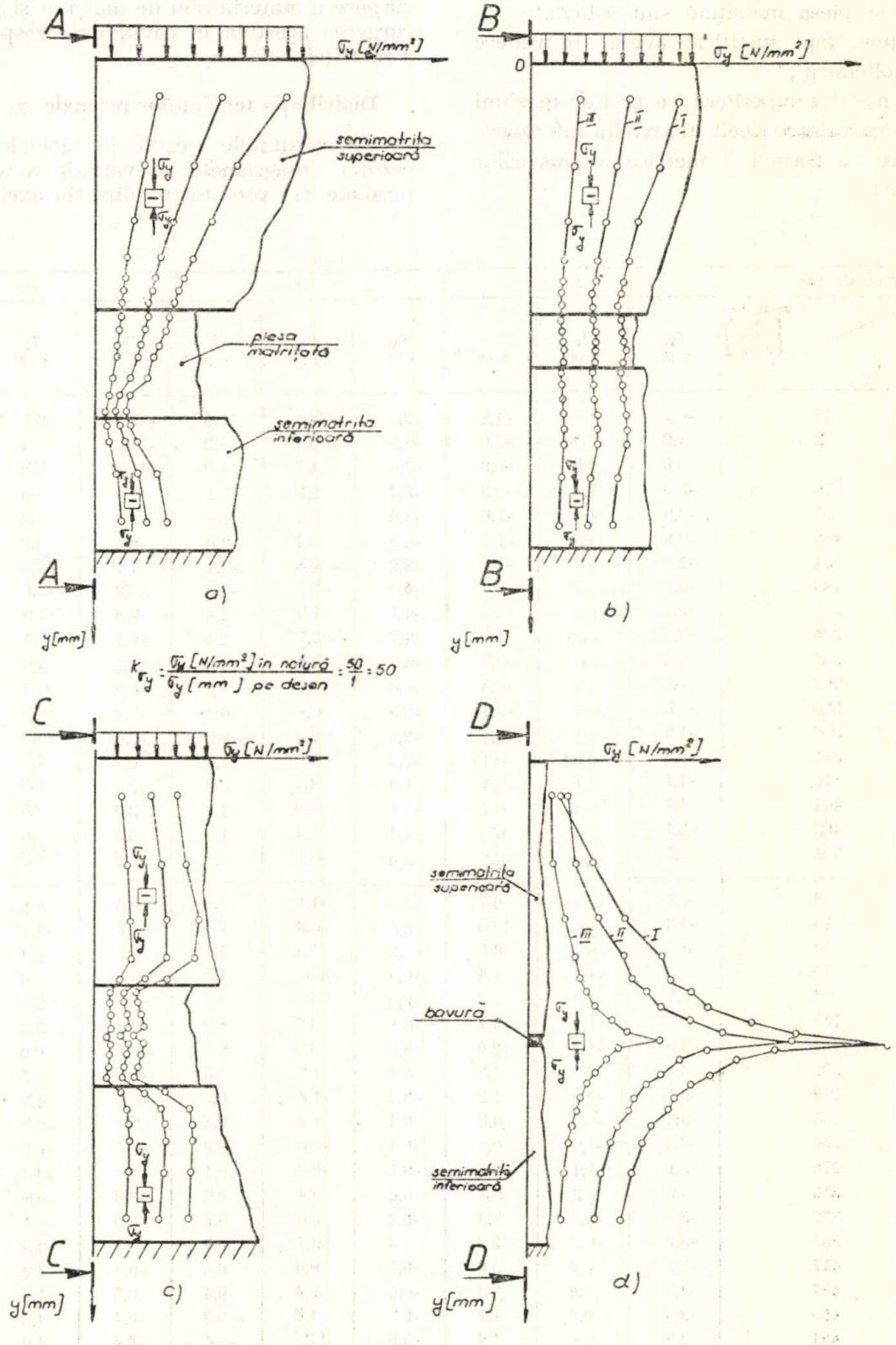
Introducere

În prezenta lucrare se arată modul de distribuție a tensiunilor normale σ_y, σ_z și a celor tangențiale τ pe diferite secțiuni prin matrița și piesa matrițată, calculate prin utilizarea metodei elementului finit [1, 2, 3]. Diagramele de variație a tensiunilor reprezentate în lucrare au permis o mai bună cunoaștere a modului de solicitare a unei martițe și piese matrițate în procesul deformării.

În lucrarea [1] s-a prezentat posibilitatea modelării matrițării pieselor prin metoda elementului finit și a determinării structurii deformate a unei matrițe și piese matrițate. Prin rularea programului SAP 2 cu date de intrare precizate în lucrarea [1], au rezultat, pentru cele trei cazuri de încărcare considerate, pe lîngă deplasările nodurilor structurii idealizate și valorile tensiunilor normale σ_y, σ_z și tangențiale τ, ale tensiunilor principale $\sigma_{max} = \sigma_1$ și $\sigma_{min} = \sigma_2$, în centrele de greutate ale elementelor finite și-n mijlocul laturilor acestora. Poziția secțiunilor analizate (verticale și longitudinale) ale structurii față de axele sistemului de referință adoptat, *OYZ*, se arată în figurile 1 și 2, date în lucrarea [1]. Valorile tensiunilor pe secțiunile considerate se dau în tabelele 1 și 2.

Distribuția tensiunilor normale σ_y

Cu valorile din tabelele 1 și 2, rezultă modul de variație a tensiunilor normale σ_y, ce iau naștere pe direcții paralele cu axa de referință verticală OY, corespunzătoare cazurilor I, II, III de încărcare reprezentate în figura 1



$$K_{\sigma_y} = \frac{\sigma_y\,[N/mm^2]\ \text{in natură}}{\sigma_y\,[mm]\ \text{pe desen}} = \frac{50}{1} = 50$$

Fig. 1 Distribuția tensiunilor normale σ_y pe secțiuni verticale prin matriță și piesă matrițată.

a lucrării [1]. Urmărind diagramele de variație a acestei tensiuni pe cele patru secțiuni verticale, se desprind următoarele :

— în toate secțiunile verticale, tensiunea normală σ_y este negativă și, astfel, atît matrița, cît și piesa matrițată sînt solicitate la compresiune, fapt justificat avînd în vedere direcția solicitării ;

— în matrița superioară se produc tensiuni mai mari ca valoare decît în matrița inferioară, ca urmare a formei asimetrice a gravurilor matrițelor ;

— cu cît ne îndepărtăm de axa de simetrie OY a matriței spre extremitățile piesei matrițate, cu atît cresc tensiunile normale σ_y, ajungînd în secțiunea cea mai îndepărtată (secțiunei D—D_1) la valori care depășesc limita de curgere a materialului de matrițat și provocînd curgerea acestuia în cavitatea corespunzătoare a matriței.

Distribuția tensiunilor normale σ_z

Cu rezultatele trecute în tabelele 1 și 2, rezultă diagramele de variație a tensiunilor normale σ_z produse pe direcția axei de coor-

Tabelul 1

Caz. de înc.		I.			II.			III.		
Secțiune	Nr. element / Tens. în $\left[\frac{N}{mm}\right]$	σ_y x 10^2	σ_z x 10^2	τ x 10^{-1}	σ_y x 10^2	σ_z x 10^2	E x 10^{-1}	σ_y x 10^2	τ_z x 10^2	τ x 10^{-1}
A	11	-6,2	-2,6	-1,2	-12,5	-5,3	2,5	-18,7	-8,1	34,0
	32	-4,8	0,05	-2,0	-9,5	0,1	4,2	-14,2	0,1	-25,0
		-3,8	0,8	-0,9	-7,6	1,7	1,9	-11,3	2,6	9,0
	74	-3,2	1,4	-0,3	-6,4	2,8	-2,1	-9,4	4,3	7,5
	97	-2,9	1,7	-1,0	-5,9	3,4	0,6	-8,6	5,2	9,7
	484	-2,8	2,0	-1,4	-5,5	4,1	-2,8	-8,1	6,2	-12,0
	121	-2,6	2,4	-1,5	-5,2	4,8	-3,1	-7,7	7,3	-16,0
I	144	-2,5	-0,9	-1,4	-4,9	-1,7	-2,9	-7,3	-2,6	-13,0
	221	-2,4	-1,0	-1,2	-4,7	-1,9	-2,4	-6,9	-2,9	-4,0
A	203	-2,3	-1,05	-1,0	-4,7	-2,1	2,0	-6,7	-3,1	2,1
	241	-2,1	-1,0	-0,8	-4,2	-2,0	1,6	-6,2	-2,9	9,3
	261	-2,0	-0,8	-0,5	-4,0	-1,7	1,1	-5,9	-2,4	16,0
	260	-1,8	-0,3	-0,1	-3,5	-0,6	-0,2	-5,2	-0,9	15,0
	296	-1,2	0,1	-0,1	-2,4	0,3	-0,2	-3,6	-0,5	5,5
	311	-0,9	0,08	-0,15	-2,2	0,01	-0,3	-2,9	-0,0	5,1
	316	-1,1	2,1	-0,4	-1,9	4,2	-0,9	-3,2	6,2	8,6
	441	-1,4	0,9	-0,7	-2,7	1,9	-1,3	-3,9	2,8	23,0
	463	-2,1	0,5	-0,5	-4,1	1,1	-1,0	-6,0	1,6	22,7
	505	-2,5	-0,06	-0,2	-4,9	-0,1	-0,5	-7,2	-0,2	9,2
B	8	-4,8	-2,0	6,7	-0,9	-4,1	1,3	-14,5	-6,4	20,51
	29	-4,3	-0,1	10,6	-8,6	-0,3	2,1	-12,7	-0,4	32,8
B	50	-3,7	-0,8	8,5	-7,3	1,5	1,7	-10,7	2,4	26,0
	71	-3,3	-1,3	7,4	-6,5	2,5	1,5	-9,5	3,9	22,3
I	94	-3,1	-1,5	6,6	-6,3	3,0	1,3	-9,1	4,6	19,7
	118	-3,0	-1,7	5,1	-6,1	3,4	1,0	-8,8	5,2	15,2
	141	-3,0	-1,9	2,9	-6,0	3,9	0,6	-8,7	6,0	8,7
	200	-3,0	-0,9	1,5	-6,1	-1,9	0,3	-8,8	-2,7	4,4
	218	-3,1	-0,9	1,2	-6,2	-1,8	0,2	-9,0	-2,5	3,7
	238	-3,2	-0,9	0,8	-6,4	-1,7	0,2	-9,2	-2,5	2,6
	258	-3,2	-1,0	0,0	-6,5	-2,0	0,0	-9,3	-2,9	0,0
	276	-3,1	-1,1	0,7	-6,1	-2,3	0,1	-9,0	-3,3	0,2
	350	-3,0	-0,3	-0,3	-6,2	-0,4	0,0	-8,8	-0,9	0,0
	372	-3,1	-0,2	0,9	-6,2	-0,6	0,2	-8,9	-0,1	0,3
	395	-3,2	-0,3	2,5	-6,3	-0,7	0,5	-9,1	-0,6	0,8
	417	-3,2	0,0	3,8	-6,5	0,0	0,8	-9,4	-0,9	1,2
	437	-3,3	0,4	2,3	-6,6	0,8	0,4	-9,5	-1,8	0,7
	460	-3,3	0,6	1,1	-6,5	1,2	0,2	-9,4	-1,3	0,4
	481	-2,9	0,7	1,4	-5,9	1,3	-0,3	-8,5	-1,9	-0,4
	502	-2,8	0,5	0,7	-5,6	1,1	-0,1	-8,0	-1,6	-1,8

Tabelul 2

Secțiune	Caz de înc. / Tens. în [N/mm²] / Nr. element	I. σ_y x 10^2	I. σ_z x 10^2	I. τ x 10^2	II. σ_y x 10^2	II. σ_z x 10^2	II. E x 10^2	III. σ_y x 10^2	III. σ_z x 10^2	III. τ x 10^2
C I C	5	-2,8	-0,8	0,9	-5,5	-1,7	-0,4	-7,9	2,5	2,2
	26	-3,3	-0,1	-1,4	-6,5	-0,2	1,2	-8,8	-0,3	3,9
	47	-3,5	0,6	-1,0	-7,1	1,2	2,4	-9,9	1,6	4,3
	68	-3,5	0,7	-0,4	-7,0	1,4	2,9	-9,8	2,2	5,3
	90	-2,6	1,3	-0,9	-5,1	2,6	3,7	-7,1	3,9	4,9
	180	-1,5	-0,4	-1,0	-2,9	-0,8	3,5	-4,1	-1,0	0,9
	186	-1,5	-0,5	-0,5	-3,0	-1,0	0,7	-4,3	-1,4	0,6
	195	-1,7	-0,8	0,1	-3,4	-1,6	0,4	-4,7	-2,3	0,6
	214	-1,7	-1,1	0,1	-3,5	-2,3	0,4	-4,9	-3,2	0,8
	234	-1,3	-1,2	-1,7	-2,6	-2,5	0,5	-3,7	-3,4	0,6
	254	-1,7	-1,2	2,7	-3,5	-2,5	0,4	-4,9	-3,5	0,1
	271	-1,6	-0,9	-1,8	-3,3	-1,8	0,0	-4,6	-2,5	0,2
	292	-1,5	-0,6	-1,7	-2,9	-1,2	0,1	-4,1	-1,6	0,0
	304	-1,4	-0,5	-1,9	-2,8	-0,9	-0,1	-3,9	-1,3	-0,3
	391	-2,5	0,2	-1,8	-5,1	0,5	-0,3	-7,0	0,9	-1,6
	414	-3,3	0,1	-1,7	-6,6	0,2	-1,2	-9,7	0,3	-1,4
	434	-3,5	0,3	-1,1	-6,9	0,7	-1,1	-9,7	1,1	-0,7
	457	-3,5	0,4	-1,0	-7,0	0,9	-0,6	-9,8	1,3	-0,2
	478	-3,4	0,6	0,9	-6,9	-1,1	-0,2	-9,7	1,6	0,5
	499	-3,3	0,6	0,4	-3,2	-1,2	-0,1	-9,3	1,6	0,1
D I D	3	-1,8	-0,3	0,4	-6,3	-0,4	-0,1	-3,7	-0,5	0,9
	24	-2,3	0,1	0,7	-6,3	-0,2	0,3	-4,7	0,2	-1,4
	45	-3,4	0,6	0,5	-9,3	-1,8	2,5	-6,9	12,9	-1,0
	66	-4,7	0,4	-0,2	-13,0	-1,2	1,5	-9,4	0,9	-0,9
	87	-5,0	0,0	-0,4	-13,9	0,1	-1,2	-10,1	0,0	-0,4
	112	-5,7	-0,4	-0,5	-15,8	-1,4	-1,4	-11,4	-0,8	-1,0
	135	-6,4	-0,5	-0,3	-17,7	-0,7	-0,7	-12,8	-0,9	-0,5
	159	-7,9	-0,6	0,1	-21,9	0,3	0,3	-15,9	-1,1	0,1
	169	-9,6	-1,1	0,0	-26,3	0,3	0,3	-19,1	-2,2	0,0
	230	-12,8	-5,4	0,9	-35,2	2,6	2,6	-25,7	-10,8	-1,7
	322	-8,7	-2,7	-1,3	-24,1	3,9	3,9	-17,5	-5,4	2,7
	334	-7,4	-1,2	0,9	-20,4	2,7	2,7	-14,8	-2,4	-1,8
	344	-6,5	-0,7	0,9	-17,9	2,5	2,5	-12,9	-1,5	-1,7
	366	-5,8	-0,4	0,9	-16,1	2,9	2,9	-11,6	-0,7	-1,9
	388	-5,1	0,0	0,9	-14,3	2,4	2,5	-10,3	0,1	-1,8
	412	-4,9	0,4	0,8	-13,7	2,5	2,4	-9,8	0,9	-1,7
	432	-4,3	0,8	0,5	-12,1	1,6	1,6	-8,7	1,6	-1,1
	455	-4,0	0,7	0,5	-11,2	1,4	1,4	-8,1	1,5	0,9
	476	-3,6	0,6	0,4	-10,0	1,3	1,3	-7,2	1,2	-1,0
	497	-3,2	0,4	0,2	-9,1	0,6	0,6	-6,5	0,8	0,4

donate orizontale *OZ*, corespunzător cazurilor I, II, III de încărcare reprezentate în figura 2. Urmărind aceste diagrame trasate pe cele 4 secțiuni se constată următoarele :

— matrița superioară se comportă ca o grindă solicitată la încovoiere ; aceasta se observă mai ales în secțiunile centrale, mai apropiate de axa de simetrie a matriței. Tensiunea normală are o variație aproximativ liniară pe înălțimea matriței superioare, trecînd de la valori negative către cele pozitive, rezultînd și axa neutră a matriței superioare ;

— piesa matrițată este solicitată la compresiune cu atît mai puternic, cu cît secțiunea este mai depărtată față de axa de simetrie a matriței. Valori maxime ale tensiunii σ_z se obțin în porțiunea piesei matrițate apropiată de canalul de bavură provocînd curgerea materialului acesteia și umplerea cavității matriței ;

— matrița inferioară este solicitată la întindere pe o direcție normală la direcția încărcării ;

— trecerea bruscă de la valori pozitive către cele negative ale tensiunii σ_z, în dreptul suprafeței active a matriței, ne arată că materialul piesei matrițate tinde să lunece față de suprafața de lucru a matriței, luînd naștere forțe mari de frecare, care duc la uzura prin

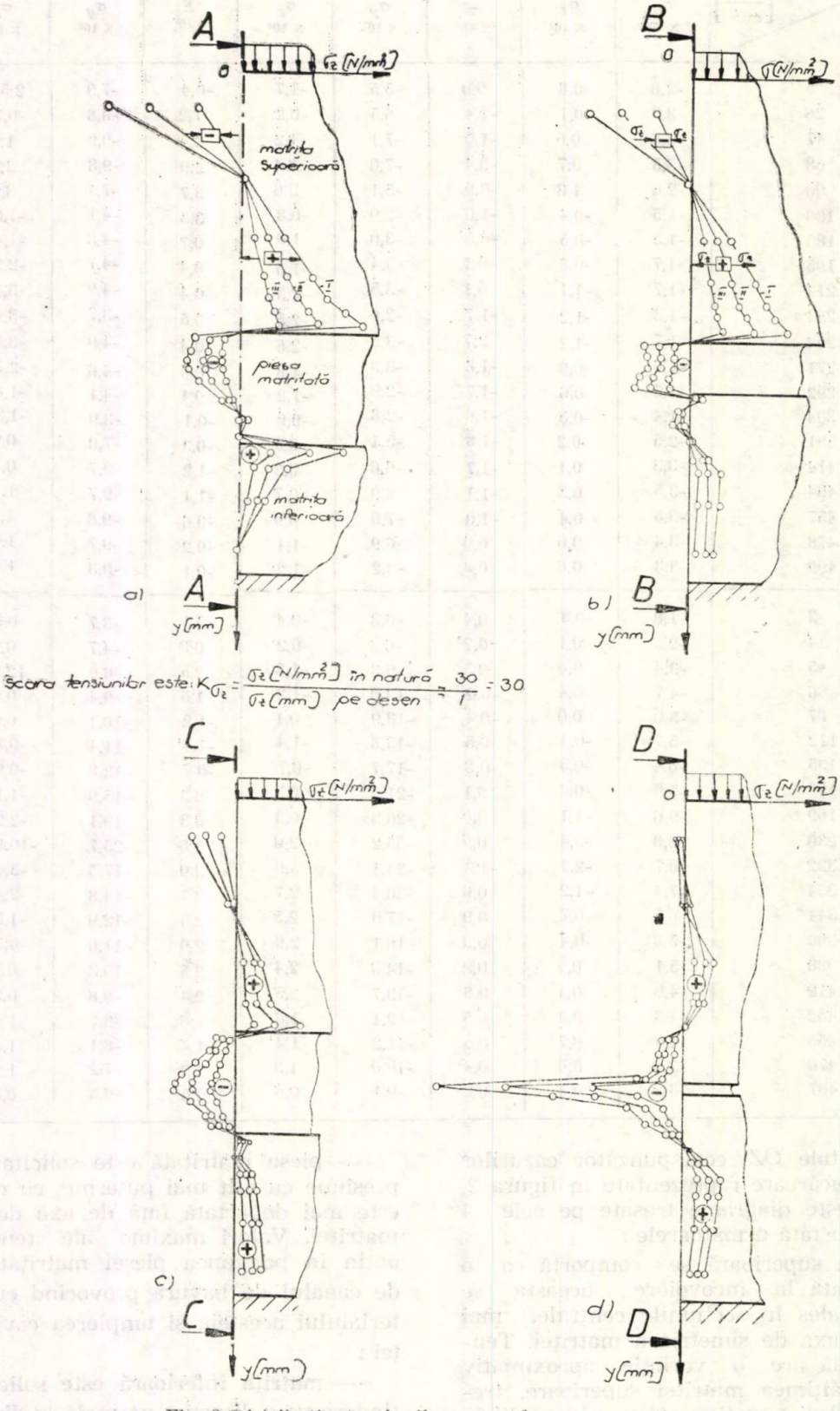
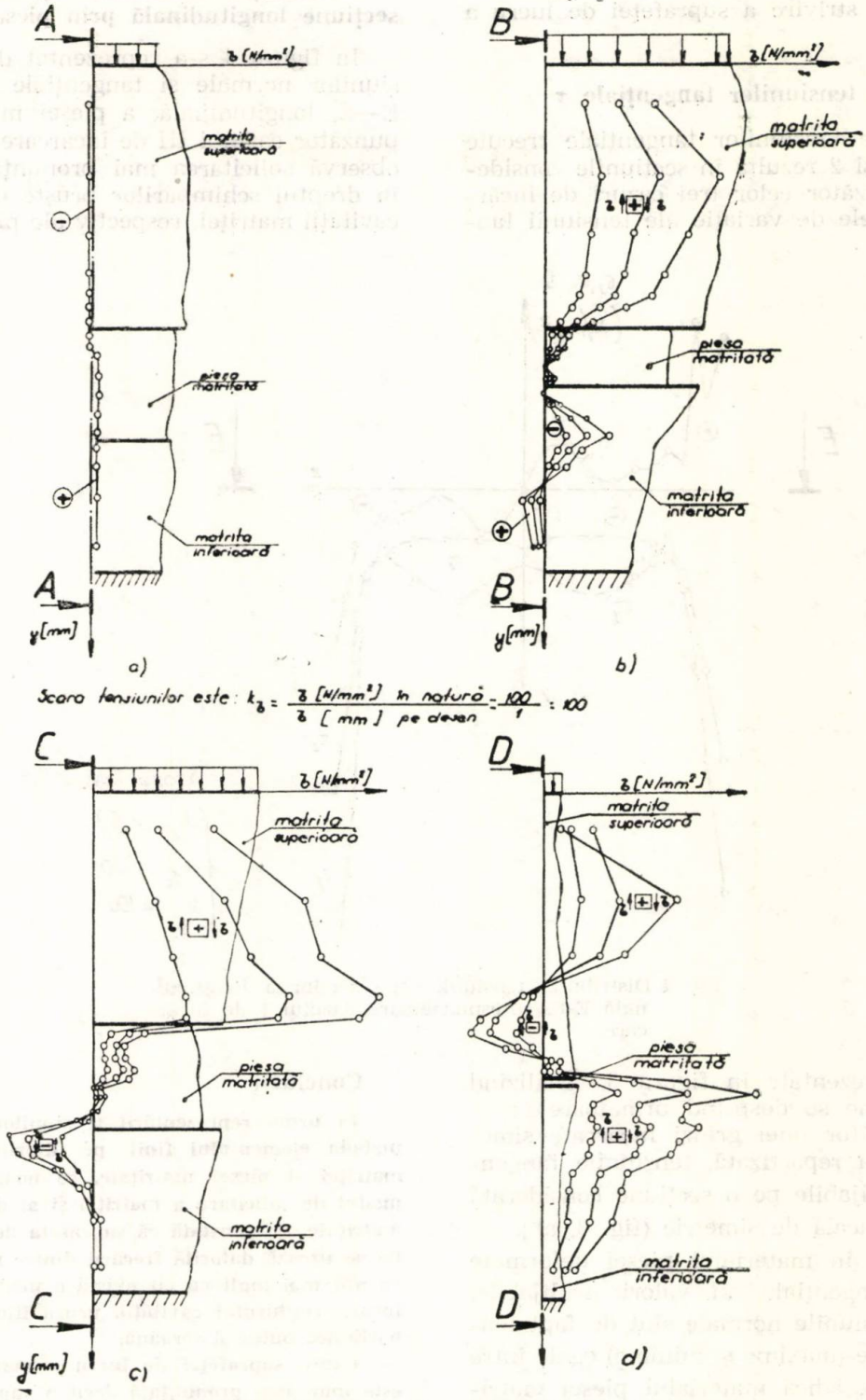


Fig. 2 Distribuția tensiunilor normale σ_z pe secțiuni verticale prin matriță și piesă matrițată.

frecare a acestei suprafețe. Această tendință de lucrare fiind mult mai pronunțată decît cea produsă pe suprafața de contact a matriței inferioare cu piesa matrițată, rezultă că suprafața de lucru a matriței superioare se uzează mult mai accentat decît suprafața de lucru a matriței inferioare ;



Scara tensiunilor este: $k_\sigma = \frac{\sigma\ [N/mm^2]\ \text{în natură}}{\sigma\ [mm]\ \text{pe desen}} = \frac{100}{1} : 100$

Fig. 3 Distribuția tensiunilor tangențiale pe secțiuni verticale prin matriță și piesă matrițată.

— în secțiunea care trece prin planul de separație a piesei, tensiunea fiind de același semn, negativă, înseamnă că nu mai există

tendință de lunecare între cele două elemente ci o puternică comprimare a piesei matrițate determinînd în etapa imediat următoare curgerea materialului în bavură și deci o solicitare pronunțată la strivire a suprafeței de lucru a matriței.

Distribuția tensiunilor tangențiale τ

Cu valorile tensiunilor tangențiale trecute în tabelele 1 și 2 rezultă în secțiunile considerate, corespunzător celor trei cazuri de încărcare, diagramele de variație ale tensiunii tangențiale reprezentate în figura 3. Analizînd aceste diagrame se desprind următoarele :

— asemănător unei grinzi încărcate simetric cu sarcină repartizată, tensiunile tangențiale sînt neglijabile pe o secțiune considerată după axa verticală de simetrie (fig. 3, a) ;

— întrucît în materialul piesei deformate tensiunile tangențiale au valori neglijabile, rezultă că tensiunile normale sînt de fapt tensiuni principale (maxime și minime) egale între ele ca valoare, adică materialul piesei matrițate se află într-o stare de compresiune uniformă pe toate direcțiile (asemănător unui cub solicitat la presiune hidrostatică) ;

— în secțiunile centrale, mai apropiate de axa de simetrie a matriței, tensiunile tangențiale variază aproximativ parabolic în cele două matrițe, asemănător unei grinzi.

Distribuția tensiunilor σ_y, σ_z și τ pe o secțiune longitudinală prin piesa matrițată

În figura 4 s-a reprezentat distribuția tensiunilor normale și tangențiale pe secțiunea E—E, longitudinală, a piesei matrițate corespunzător cazului III de încărcare a matriței. Se observă solicitarea mai pronunțată a matriței în dreptul schimbărilor bruște de secțiuni ale cavității matriței, respectiv ale piesei matrițate.

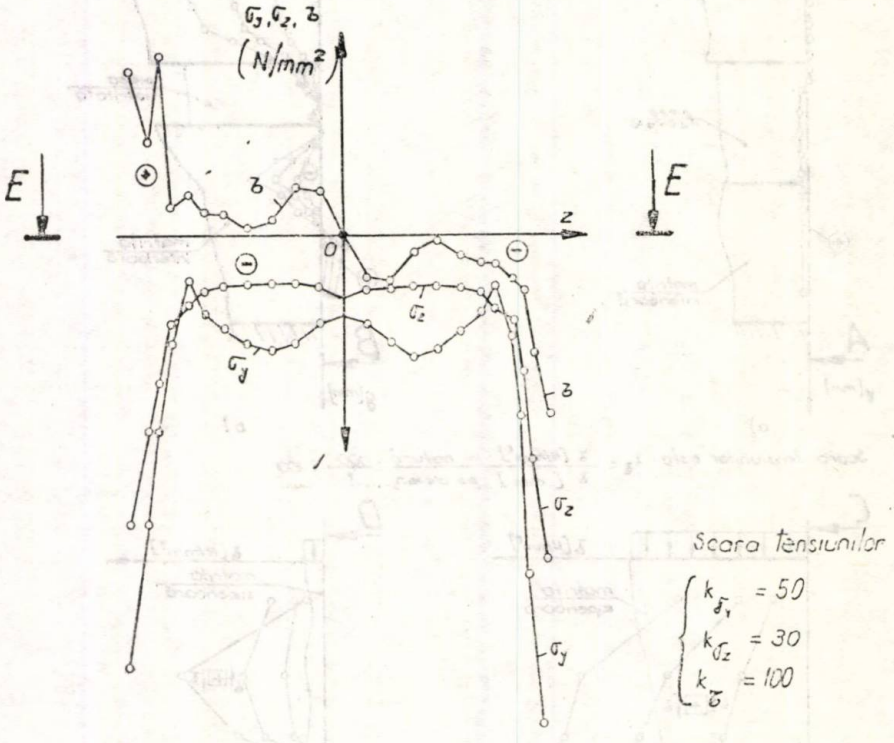


Fig. 4 Distribuția tensiunilor pe secțiunea longitudinală E-E, corespunzătoare cazului I de încărcare.

Concluzii

In urma reprezentării tensiunilor calculate prin metoda elementului finit, pe diferite secțiuni ale matriței și piesei matrițate, se poate aprecia fidel modul de solicitare a matriței și al deformării piesei matrițate. Se constată că suprafața de lucru a matriței se uzează datorită frecării dintre matriță și piesă, cu atît mai mult cu cît există o modificare bruscă a formei conturului cavității, uzura fiind mai mare pe porțiunea butuc și coroană.

Uzura suprafeței de lucru a matriței superioare este mult mai pronunțată decît a suprafeței de lucru a matriței inferioare.

Suprafețele de lucru ale matriței, în porțiunea canalului de bavură, sînt puternic solicitate la strivire. Materialul piesei matrițate curge în această zonă, ca urmare a depășirii limitei de curgere a acestuia. Procesul matrițării, deci, se poate urmări

destul de bine prin aplicarea metodei elementului finit, reprezentînd diagramele de variație a tensiunilor pe diferite secțiuni efectuate prin matriță și piesa matrițată. Printr-un studiu mai aprofundat, luînd în considerare pe lîngă solicitarea mecanică și cea termică a matriței, precum și diferite forme constructive ale acesteia, autorii acestei lucrări vor fi în măsură să dea proiectanților din acest domeniu informații mai precise.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pethö, L., Nistor L.:* Determinarea stării de deformație în secțiunea unei matrițe și piese matrițate prin metoda elementului finit. În „Construcția de mașini" nr. 10/1983.

[2] *Pethö, L., Crețu, A.:* Aplicarea metodei elementului finit la aplicarea distribuției tensiunilor normale din corpul unui dinte de cremalieră. In Buletinul științific al I.P.C.—N., nr. 21—22, 1978—1979.

[3] *Munteanu, M. Gh.:* Aplicarea pe calculator a metodei elementului finit, Brașov, Lito, 1970.

CZ : 621.979.25 : 621.983-2

Aplicarea metodei elementului finit la trasarea traiectoriilor tensiunilor într-o matriță și în piesa matrițată. Distribuția tensiunilor pe cavitatea matriței

Șef lucr. ing. Ladislau **PETHO**, asist. ing. Liviu **NISTOR** — Institutul politehnic Cluj-Napoca

Introducere

Prezenta lucrare este o continuare a analizei prin metoda elementului finit a stării de tensiuni produse într-o matriță și piesă matrițată prezentată de lucrarea [2]. Prin trasarea traiectoriilor tensiunilor au rezultat curbele după care materialele pieselor studiate sînt întinse, respectiv comprimate. Se studiază apoi distribuția tensiunilor normale și tangențiale pe conturul cavității matriței.

Prin rularea programului SAP 2 destinat analizei statice a structurilor pe baza datelor din lucrarea [1], au rezultat unghiurile de înclinare ale tensiunilor principale ale fiecărui element finit al structurii idealizate stabilite în [1]. Dispunerea hașurilor în elemente finite corespunzător înclinării tensiunilor principale, permite trasarea traiectoriilor aproximativ ale acestora.

Pentru o mai bună cunoaștere a fenomenelor care au loc pe suprafața de contact dintre matriță și piesa matrițată s-au reprezentat în mijlocul laturilor elementelor, care delimitează conturul cavității matriței, tensiunile produse de încărcarea dată a matriței.

Dispunerea hașurilor în elemente finite corespunzător înclinării tensiunilor principale

Cunoscînd unghiurile de înclinare ale tensiunilor normale maxime față de axa OY a sistemului global de referință (date în tabelul 1), pentru cazul III de încărcare a matriței, se hașurează fiecare element finit. Așa cum arată figura 1, din lucrarea [1], unghiurile de înclinare ale tensiunilor normale maxime σ_1 și minime σ_2 vor fi α respectiv $\alpha_2 = \alpha_1 + 90^0$ și ale tensiunilor tangențiale maxime τ_1 și minime τ_1 vor fi $\alpha_3 = \alpha_1 + 45^0$ și $\alpha_4 = \alpha_2 + 45^0$.

Trasarea traiectoriilor tensiunilor principale

Avînd în vedere că familiile traiectoriilor principale σ_1 și σ_2 sînt ortogonale între ele în toate punctele, s-au trasat hașuri cu înclinarea tensiunii normale maxime σ_1 și apoi cea cu înclinarea tensiunii normale minime σ_2, rezultînd epura traiectoriilor principale din figura 2, pentru cazul III de încărcare a matriței cu piese matrițate. Liniile continue sînt traiectoriile tensiunii $\sigma_{max} = \sigma_1$, după care materialul este întins, iar liniile întrerupte reprezintă traiectoriile tensiunilor normale minime $\sigma_{min} = \sigma_2$, după care materialul este comprimat.

Direcțiile tensiunilor tangențiale maxime și minime fiind bisectoarele direcțiilor normale principale, rezultă traiectoriile acestor tensiuni.

Analizînd epura traiectoriilor tensiunilor din figura 2 se observă următoarele :

— nodurile încărcate cu forțe concentrate date sau de legătură sînt puncte singulare convergente în care concură mai multe traiectorii ;

— conturul neîncărcat constituie o traiectorie a uneia dintre tensiuni, iar cealaltă este normală la acel contur ;

Unghiurile de înclinare (α_1) ale tensiunilor normale maxime (σ_1) față de axa globală *Oz* în grade

Tabelul 1

Caz de înc. / Nr. elem.	III.	Caz de înc. / Nr. elem.	III	Caz de înc. / Nr. elem.	III.	Caz de înc. / Nr. elem.	III.	Caz de înc. / Nr. elem.	III.	Caz de înc. / Nr. elem.	III.	Caz de înc. / Nr. elem.	III.	Caz de înc. / Nr. elem.	III.
1	-71,9	65	-78,2	120	87,5	194	81,7	255	88,4	315	-88,6	374	85,9	440	-86,3
2	81,2	66	-88,3	121	-89,9	195	77,1	256	88,0	316	89,9	386	46,2	441	89,9
3	83,1	67	79,8	133	33,4	196	73,9	257	86,0	320	-73,2	387	68,7	453	79,6
4	63,1	68	69,1	134	-69,2	197	73,1	258	89,9	321	63,7	388	80,4	454	79,2
5	70,4	69	77,8	135	-87,6	198	89,2	259	82,7	322	77,2	389	87,9	455	83,9
6	69,6	70	79,4	136	+81,9	199	88,6	260	77,7	323	-82,7	390	-77,9	456	88,6
7	73,1	71	80,8	137	81,3	200	85,9	261	89,8	324	-87,7	391	-79,1	457	-88,8
8	76,6	72	83,4	138	86,3	201	83,2	270	61,7	332	-21,5	392	83,3	458	88,7
9	78,5	73	86,6	139	85,2	202	84,2	271	84,1	333	-59,7	393	87,9	459	87,2
10	82,9	74	-89,9	140	86,2	203	-89,8	272	-87,5	334	-84,0	394	86,5	460	88,0
11	-89,8	85	-17,3	141	86,6	213	+87,2	273	-78,8	335	81,1	395	84,5	461	-85,6
22	-88,4	86	-72,4	142	86,7	214	67,7	274	+84,9	336	-87,7	396	85,1	462	-80,3
23	80,8	87	-85,2	143	87,9	215	74,4	275	85,5	342	8,7	397	87,3	463	89,8
24	70,5	88	86,5	144	-89,9	216	85,8	276	87,7	343	61,3	410	63,0	474	-88,6
25	71,5	89	74,2	156	76,8	217	-89,9	277	86,8	344	86,6	411	72,9	475	80,6
26	68,2	90	68,9	157	-69,6	218	86,8	278	76,0	345	87,1	412	81,1	476	83,9
27	70,4	91	82,8	158	-75,2	219	83,1	279	75,3	346	-89,8	413	-87,4	477	87,0
28	78,6	92	81,9	159	89,1	220	82,7	280	89,7	347	88,3	414	81,8	478	89,2
29	75,9	93	80,4	160	80,4	221	-89,9	291	76,9	348	86,1	415	84,1	479	89,6
30	80,9	94	81,9	161	+81,4	230	82,8	292	89,0	349	79,6	416	86,0	480	89,9
31	85,9	95	+84,3	168	-80,9	231	83,8	293	-83,0	350	87,9	417	83,0	481	-88,0
43	-69,3	96	87,0	169	89,3	232	72,9	294	-68,8	351	-81,5	418	82,5	482	-85,0
44	89,1	97	-89,9	170	77,1	233	82,9	295	67,1	352	87,6	419	-88,5	483	-84,2
45	82,5	110	+23,6	171	82,3	234	51,4	296	89,8	364	12,7	430	71,9	484	89,8
46	75,4	111	-69,5	172	80,9	235	82,4	301	-78,1	365	64,7	431	76,4	495	-82,2
47	71,9	112	-84,5	178	74,9	236	86,1	302	-89,9	366	87,8	432	83,8	496	81,9
48	72,1	113	86,9	179	78,4	237	89,0	303	89,0	367	86,5	433	-89,6	497	87,6
49	76,1	114	+77,5	180	73,6	238	82,5	304	-82,7	368	85,9	434	-86,2	498	88,1
50	79,1	115	80,1	181	65,6	239	87,8	305	-70,0	369	80,4	435	87,8	499	89,2
51	82,5	116	76,4	186	80,1	240	80,8	310	71,1	370	-86,7	436	84,9	500	89,9
52	86,2	117	81,2	187	78,3	241	89,9	311	89,9	371	89,3	437	86,2	501	-89,4
53	-89,2	118	83,9	188	74,8	253	62,4	313	71,6	372	87,8	438	87,9	502	-88,9
64	-4,2	119	85,4	189	64,1	254	84,2	314	77,4	373	86,5	439	-85,9	503	-88,9

— pe porțiunile neîncărcate ale matriței se observă că sînt elemente ale structurii, ale căror hașuri nu se leagă fluient cu hașurile

YOZ și unghiurile de înclinare α_1 ale tensiunilor principale σ_1 în conturul fiecărui element al structurii.

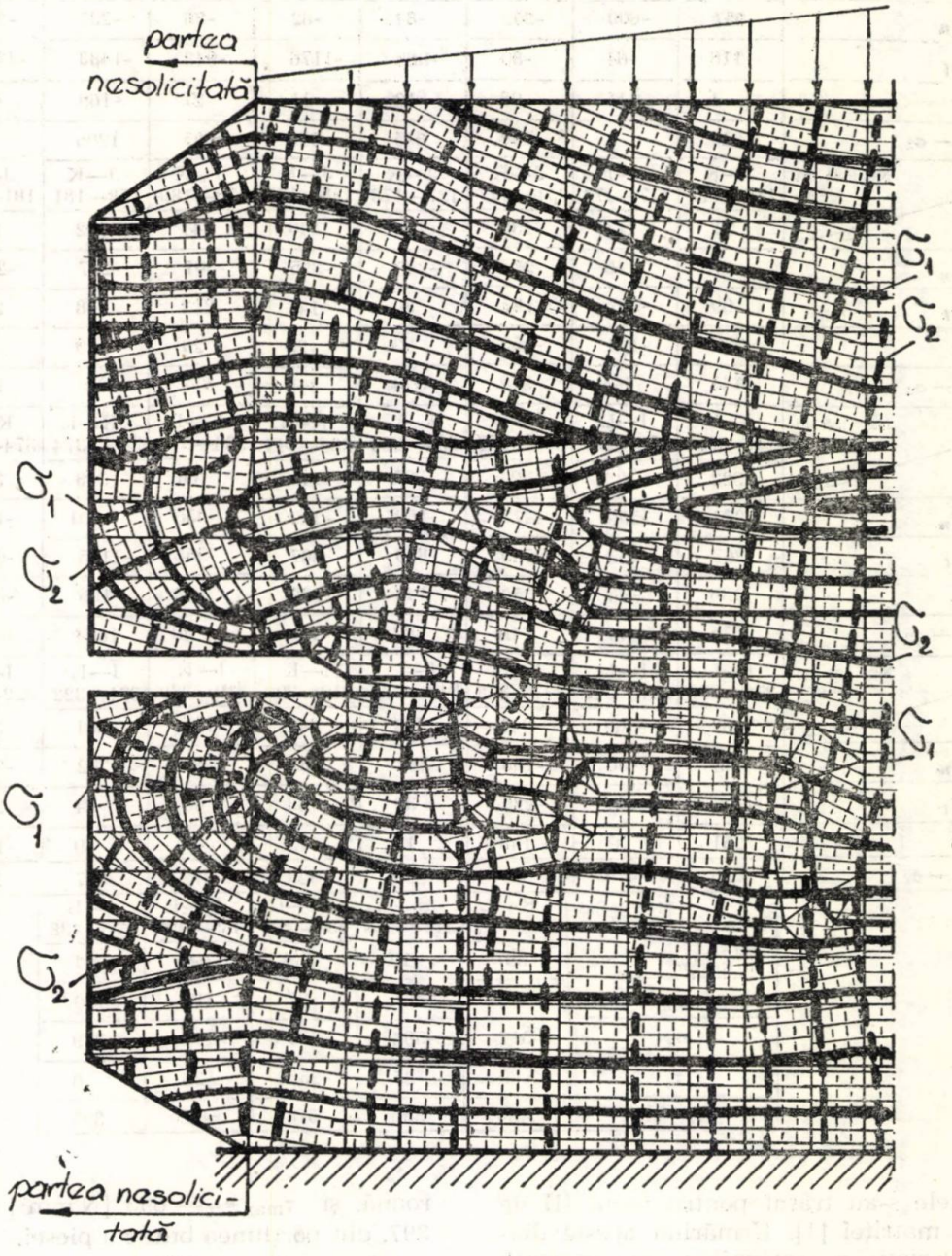


Fig. 1 Epura traiectoriilor tensiunilor principale.

elementelor vecine și deci în interiorul acestora sînt puncte singulare divergente.

În lucrarea [3], se arată posibilitatea trasării acestor traiectorii, prin dispunerea mecanică a hașurilor în elemente finite ale structurii, cu ajutorul calculatorului WANG, pe baza programului scris în limbaj Basic. În scopul rulării unui astfel de program sînt necesare ca date de intrare : coordonatele nodurilor Y și Z în sistemul global de referință

Distribuția tensiunilor normale și tangențiale pe conturul cavității matriței

Datele din tabelul 2 au permis trasarea diagramelor de variație a tensiunilor normale σ_n și σ_t în figura 2 și a celor tangențiale τ în figura 3, corespunzător mijlocului laturilor elementelor care coincind cu conturul cavității matriței.

Tabelul 2

Nr. lat și elem. / Tens. în [N/mm²]	J—K 229—230	J—K 230—231	J—K 231—232	J—K 232—203	K—L 205—172	K—L 172—144	K—L 144—114	K—L 114—115	J—K 115—116
	169	170	171	172	161	137	114	89	90
σ_n	-957	-609	-802	-84	-82	-86	-237	-209	218
σ_t	116	-64	-80	-968	-1176	-948	-1488	-1319	181
τ	4	115	98	-12	-11	27	-169	413	209
$\sigma_1 - \sigma_2$	840		749	845	999	1095	1296	730	115
Nr. lat și elem. / Tens. în [N/mm²]	J—K 116—117	I—J 117—176	J—K 176—177	J—K 127—178	J—K 178—179	J—K 179—180	J—K 178—181	J—K 181—182	J—K 182—183
	91	115	138	139	140	141	142	143	114
σ_n	37	49	-227	-260	-295	-301	-287	-269	-262
σ_t	99	-387	-187	60	146	213	248	256	256
τ	-373	-124	-155	23	28	29	29	19	0
$\sigma_1 - \sigma_2$	745	464	312	324	445	517	538	526	518
Nr. lat și elem. / Tens. în [N/mm²]	I—L 255—256	I—L 256—257	I—L 257—258	I—L 258—286	K—L 286—314	K—L 286—314	K—L 344—374	K—L 374—375	I—L 375—376
	322	323	324	325	336	346	368	390	391
σ_n	-874	-590	-477	-189	-123	-950	-201	-173	-295
σ_t	-367	-223	-549	-839	-887	-956	-1195	-968	488
τ	136	-43	-356	-146	-122	-58	-196	-349	-76
$\sigma_1 - \sigma_2$	575	377	716	663	766	49	1004	1058	375
Nr. lat și elem. / Tens. în [N/mm²]	I—L 376—377	I—L 377—347	I—L 347—318	I—L 318—319	I—L 319—320	I—L 319—320	I—L 321—322	I—L 322—353	I—L 353—383
	392	369	347	348	349	350	351	352	374
σ_n	-33	-50	-196	-263	-289	-306	-302	-206	-294
σ_t	-266	-463	-229	30	33	66	64	-240	-554
τ	251	37	143	15	13	-3	69	-195	177
$\sigma_1 - \sigma_2$	553	419	287	295	323	372	367	392	483

Nr. lot și elem. / Tens. în [N/mm²]	K—L 383—411	K—L 411—435	K—L 435—436	K—L 435—436	I—L 437—438
	397	419	439	440	441
σ_n	-53	-597	-27	-182	-110
σ_t	-517	-596	-291	-115	289
τ	-69	-25	-256	-29	0
$\sigma_1 - \sigma_2$	484	550	576	472	399

Diagramele s-au trasat pentru cazul III de încărcare a matriței [1]. Urmărind aceste diagrame de variație a tensiunilor se constată următoarele :

— tensiunea σ_n perpendiculară pe conturul cavității matriței solicită matrița pe suprafața cavității ei la strivire și atinge valoarea maximă : $\sigma_{n\,max} = -957$ [N/mm²] în elementul cu numărul 169 din zona puntiței bavurii ;

— tensiunea σ_t tangentă la conturul cavității matriței și tensiunea τ avînd direcția conturului solicită matrița la frecare ajungînd la valori maxime : $\sigma_{t\,max} = -1483$ [N/mm²] în elementul 114 respectiv din porțiunea coroană, și $\tau_{max} = -693$ [N/mm²] în elementul 397, din porțiunea butuc a piesei.

Tensiunile echivalente calculate pentru starea plană de tensiuni, în baza ipotezei tensiunilor tangențiale maxime pentru diferite puncte ale conturului cu relația $\sigma_{ech\,III} = \sigma_1 - \sigma_2$, ne arată că zonele cele mai solicitate ale conturului sînt poziționate de laturile elementelor 390, 368, 336, 324 și 91, tensiunea echivalentă maximă obținîndu-se în mijlocul laturii elementului 390 de valoare 1058 [N/mm²] în porțiunea cu rază de racordare corespunzătoare zonei coroană din piesă.

Concluzii

Pentru matriță și piesa matrițată considerînd trei cazuri de încărcare, s-au obținut — cu ajutorul unui program complex de calcul — o serie de informații utile privitoare la distribuția și traiectoria tensiunilor principale.

solicitate ale acesteia se află în punctele corespunzătoare mijlocului laturilor elementelor 390 și 368. Se observă și valoarea ridicată a tensiunii tangențiale în apropierea elementului 89, adică în porțiunea cu raza de racordare din coroana piesei.

Pentru a avea informații mai concludente cu privire la rezistența matriței, este necesar ca struc-

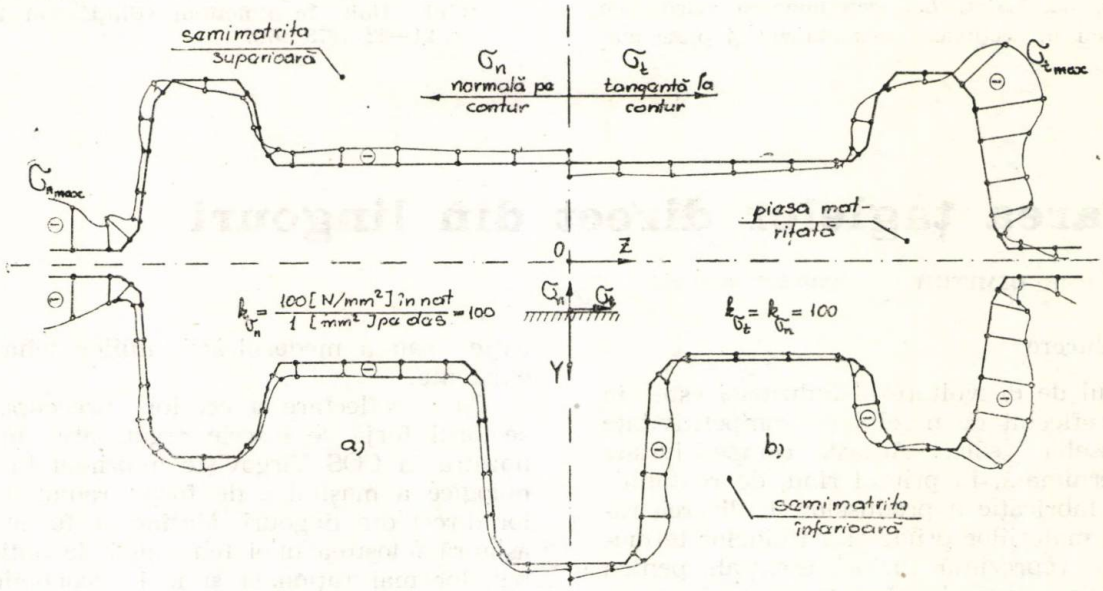


Fig. 2 Diagrama de variație a tensiunilor normale pe conturul cavității matriței.

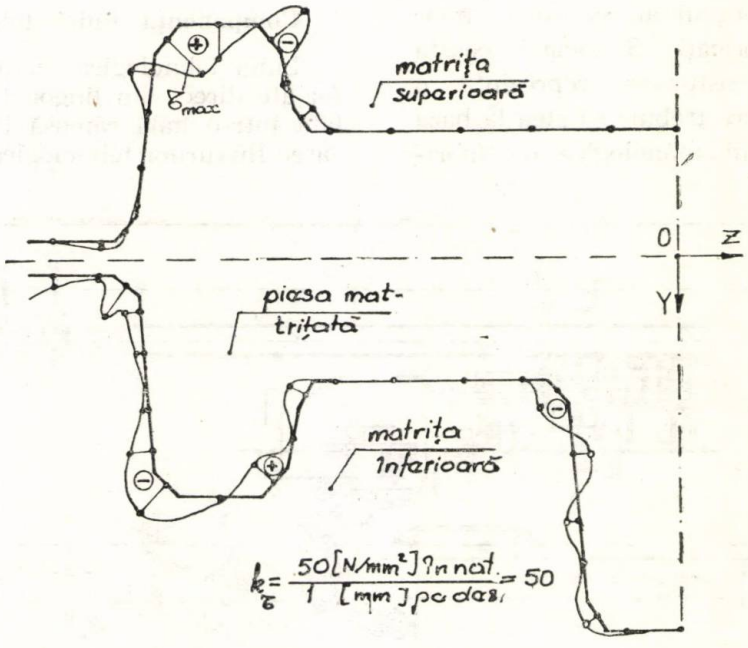


Fig. 3 Diagrama de variație a tensiunilor tangențiale după conturul cavității matriței.
a) diagrama lui σ_n b) diagrama lui σ_t

S-au obținut liniile după care este întins, respectiv, comprimat materialul matriței și cel al piesei matrițate, precum și liniile de lunecare a celor două materiale. Sînt porțiuni ale matriței care nu sînt solicitate și deci aceste porțiuni pot lipsi în proiectare reducîndu-se greutatea matriței.

Diagramele de variație a tensiunilor pe conturul cavității matriței ne arată că porțiunile cele mai tura idealizată să fie încărcată cu un set mai mare de forțe, adică să se considere un număr mai mare de cazuri de încărcare. Va fi utilă, de asemenea, analiza comportării structurii matriței și a piesei matrițate la solicitări dinamice și termice, considerînd totodată alte variante constructive ale matriței și moduri diferite de rezemare a acesteia.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pethö L., Nistor L.*: Determinarea stării de deformație în secțiunea unei matrițe și piese matrițate prin metoda elementului finit. În „Comunicările conferinței naționale de deformări plastice la cald“, București.

[2] *Pethö, L., Nistor, L.*: Determinarea stării de tensiuni în secțiunea unea matrițe și piese matrițate prin metoda elementului finit. În „Comunicările conferinței naționale de deformări plastice la cald. București, 1982.

[3] *Pethö, L., Pusztai, K., Albert, L.*: Utilizarea calculatorului electronic prin interpretarea grafică a rezultatelor obținute prin metoda elementului finit. În Buletinul științific al I.P.C.-N, nr. 21—22, 1978/1979.

CZ : 621.73

Forjarea țaglelor direct din lingouri

Ing. Sorin Petre **DIMITRIU** — IPROMET București

Introducere

Nivelul de dezvoltare al industriei este în general reflectat de nivelul de competitivitate al produselor sale. Această competitivitate este determinată, în primul rînd, de rentabilitatea de fabricație a produselor. Utilizarea rațională a materiilor prime și a fluidelor termoenergetice reprezintă factori esențiali pentru îmbunătățirea rentabilității produselor.

În aceste condiții reducerea consumurilor de materii prime și de fluide termoenergetice reprezintă factori esențiali ai realizării unor costuri optime de fabricație. Și tocmai această gîndire, prin prisma costurilor, reprezintă o concepție modernă, care trebuie să stea la baza organizării noilor linii tehnologice de fabricație sau a modernizării liniilor tehnologice existente.

Ca o reflectare a acestor preocupări în sectorul forjă se înscrie organizarea în țara noastră la COS Tîrgoviște a primei linii tehnologice a mașinilor de forjat radial a țaglelor direct din lingouri. Mașina de forjat radial asigură folosirea unei tehnologii de obținere a țaglelor mai rațională și mai economică în comparație cu tehnologiile de forjat pe prese sau ciocane de forjare.

Componența liniei tehnologice

Linia tehnologică pentru obținerea țaglelor forjate direct din lingouri (fig. 1) a fost instalată într-o hală rămasă liberă, prin reorganizarea fluxurilor tehnologice.

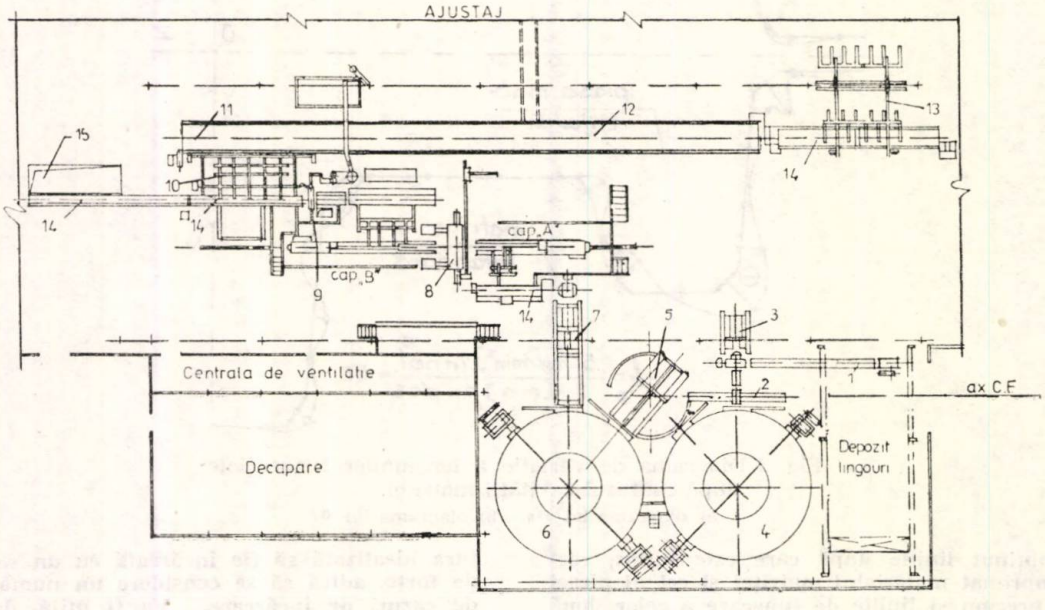


Fig. 1 Grupul tehnologic al mașinii de forjat SX-40

1 — cale cu role de alimentare cu lingouri reci ; 2 — cale cu role de alimentare cu lingouri calde ; 3 — mecanism de încărcare ; 4 — cuptor de preîncălzire (700°C) ; 5 — mecanism de transfer ; 6 — cuptor de încălzire (1200°C) ; 7 — mecanism de descărcare ; 8 — mașina de forjat SX-40 ; 9 — fierăstrău de debitat la cald ; 10 — utilaje de transfer ; 11 — cuptor colector cu role în vatră ; 13 — dispozitive cu palan de transfer ; 14 — căi cu role ; 15 — groapă de răcire.

Tehnologia

Tenologia pentru obținerea țaglelor forjate din oțeluri speciale, direct din lingou, prezintă unele particularități față de tehnologia utilizată în prezent (care se realizează cu prese sau ciocane de forjare liberă) în secțiile forjă din țara noastră.

Principala particularitate a noii tehnologii constă în eliminarea treptei intermediare — de semifabricat — ca urmare a realizării dimensiunii dorite dintr-o singură încălzire. Această performanță se obține în condițiile realizării unei productivități mult mai mari a unei calități îmbunătățite.

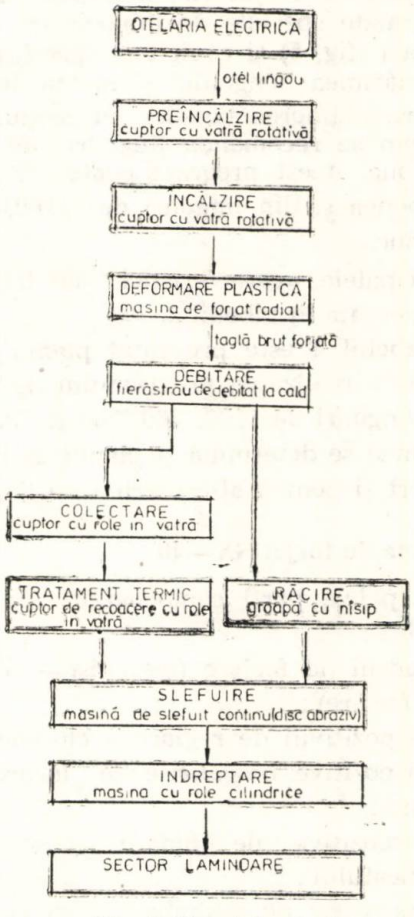


Fig. 2 Flux tehnologic.

Fluxul tehnologic prezentat în figura 2 indică principalele faze tehnologice ale forjării lingourilor direct în țagle cu ajutorul mașinilor de forjat radial.

Cuptoarele de încălzire cu vatră rotativă pot fi alimentate atît cu lingouri reci, cît și cu lingouri calde (cu 700°C), care sînt aduse de la oțelărie cu vagoane platformă sau cu vagoane termos. Pentru evitarea răcirii lingourilor, capacele vagoanelor termos sînt sectorizate, astfel ca cel mult trei lingouri să fie în același timp descoperite.

Lingourile sînt supuse apoi ciclurilor termice de preîncălzire (20—700°C). Ajunse la circa 700 C, ele sînt transferate cu ajutorul mecanismului de transfer în cuptorul de încălzire cu vatră rotativă și sînt supuse ciclurilor termice, funcție de calitatea oțelului și mărimea lingoului pînă la temperatura de forjare. Principalele caracteristici ale cuptoarelor rotative sînt prezentate în tabelul 1. Lingoul cald este

Caracteristici tehnice principale ale instalației de încălzire cu două camere cu vatră rotativă

Tabelul 1

Nr. crt	Denumirea	U. M.	Cantitatea	
			cuptor preîncălzire	cuptor de încălzire
1	Productivitate	lingouri / oră	10	10
2	Ditametrul exterior *D*	[m]	16	16,2
3	Diametrul interior (*d*)	[m]	6	6
4	Temperatura cuptorului în zona de descărcare	[°C]	800	1250
5	Numărul zonelor termice	—	1	3
6	Numărul ușilor cuptorului	[buc]	2	2

transferat în axul capului de prindere al manipulatorului „A". La sfîrșitul forjării țagla este preluată din capul de prindere al manipulatorului „B" de către un braț basculant și depusă pe calea cu role de evacuare a mașinii de forjat. Cele două manipulatoare lucrează integrat.

Principalele caracteristici ale mașinii de forjat sînt prezentate în tabelul 2.

În continuare țagla este debitată la lungimile dorite (inclusiv picior și maselotă) cu ajutorul unui fierăstrău cu disc abraziv de debitat la cald. Acest fierăstrău este amplasat pe flux, la capătul căii cu role de evacuare a mașinii de forjat.

După debitare țaglele sînt preluate de pe calea cu role de utilajele de transfer (fig. 3) și introduse individual în cuptorul cu role.

Țaglele dn mărci de oțeluri care nu reclamă tratamente termice sînt dirijate spre groapa cu nisip pentru răcire.

Încărcarea cuptorului colector se face corespunzător sarcinii admisibile pe role. Lotul de țagle este apoi trecut în cuptorul de recoacere.

În figura 4 este prezentată schema ansamblului cuptor colector — cuptor de recoacere, cuptorul colector fiind realizat ca o primă zonă a cuptorului de tratamente termice.

După acest tratament taglele sînt transferate la ajustaj cu ajutorul unui dispozitiv cu

Caracteristici tehnice ale mașinii de forjat radial SX—40

Nr. crt.	Denumirea	U.M.	Valoarea
1	Dimensiuni maxime ale prizei	[mm]	∅400 ∅360 ∅300×50
2	Dimensiuni minime realizabile	[mm]	∅80 ∅80
3	Productivitatea : — medie pentru oțel de construcție (reducere 4:1) — medie pentru oțel aliat — pentru ∅80 mm (oțel înalt aliat) — pentru ∅100 mm (oțel înalt aliat) — pentru ∅140 mm (oțel înalt aliat)	 [t/h] [t/h] [t/h] [t/h] [t/h]	 10 6 2,5 3,9 7,2
4	Lungimea max. a țaglelor	[m]	10
5	Mărimea max. a forței de lucru pe ciocan	[KN]	8000
6	Cadența de lucru	[lov/min]	270
7	Domeniul de reglare a ciocanelor de diametru	[mm]	260
8	Puterea instalată : — totală din care — motoare de forjare	 [KW] [KW]	 1340 800
9	Numărul ciocanelor de forjare	[buc]	4
10	Capul de prindere — viteza de mers în gol — viteza la mers în sarcină (la forjare) — sarcina max.	 [sec/mm] [sec/mm] [t]	 500 15—200 3
11	Greutatea (totală)	[t]	420
12	Capacitate instalație hidraulică	[l]	22000
13	Mod de acționare	—	automat cu calculator

electropalane. Țaglele sînt apoi șlefuite cu ajutorul mașinilor de șlefuit continuu cu disc abraziv.

Pentru țaglele cu secțiuni mai mari de ∅80 mm se asigură liniaritatea conform prevederilor STAS. În aceste cazuri nu se mai justifică efectuarea operației de îndreptare.

Țaglele cu dimensiuni sub 50 mm necesită a fi îndreptate. Aceasta se realizează cu ajutorul mașinilor de îndreptat cu role hiperbolice (secțiuni rotunde), sau mașini cu role cilindrice (secțiuni pătrate, late).

În continuare se realizează controlul de calitate (duritate, incluziuni, defecte, dimensiuni).

Lingourile

Mașinile de forjat radial impun folosirea unor formate speciale de lingouri cu secțiune octogonală (fig. 5) și conicitate specifică, funcție de mărimea liongoului și marca de oțel.

Pentru obținerea țaglelor cu secțiuni ∅80 ÷ 140 mm se recomandă lingouri de 760 și 480 kg/buc. Acest program poate fi realizat, de asemenea și din lingouri de 1100, 500 și 385 kg/buc.

Principalele caracteristici ale lingourilor sînt prezentate în tabelul 3.

În tabelul 4 este prezentat planul de treceri pentru realizarea programului de producție din lingouri de 1100, 760, 500 și 385 kg. În același mod se determină și planul de reducere pe treceri și pentru alte mărimi de lingouri.

Mașina de forjat SX—40

Principalele părți componente ale acestui utilaj sînt :

— cadrul de forjare (mecanisme cu 4 ciocane de forjare) ;

— dispozitivul de reglare a ciocanelor ;

— dispozitive basculante de încărcare și descărcare ;

— dispozitive de ghidare și susținere a semifabricatului ;

— dispozitiv de schimbare ciocane ;

— manipulatoare de forjare (2 bucăți).

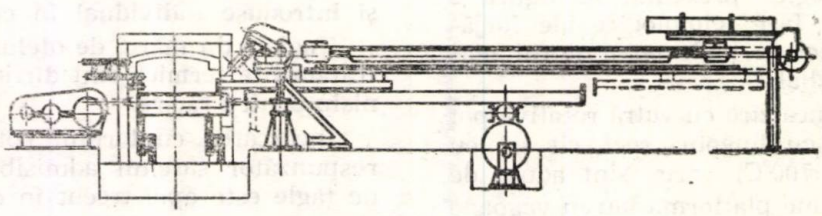


Fig. 3 Utilaje de transfer.

Partea de lucru propriu-zisă a mașinii o constituie blocul de forjare montat într-un cadru care se fixează direct pe fundație. Con-

strucția cadrului permite rotirea acestuia cu 90°, pentru a fi adus în poziție orizontală și a se putea efectua lucrări de întreținere. În figura 6 este prezentată schematic funcționarea mașinii de forjat.

Poziționarea bielelor se realizează prin rotirea carcaselor de reglare prin intermediul unei pîrghii **5**, al unui fus **6**, al unei piulițe de reglare și al unui dispozitiv cu șurub melcat **7**. Acestea sînt acționate de un motor hidra-

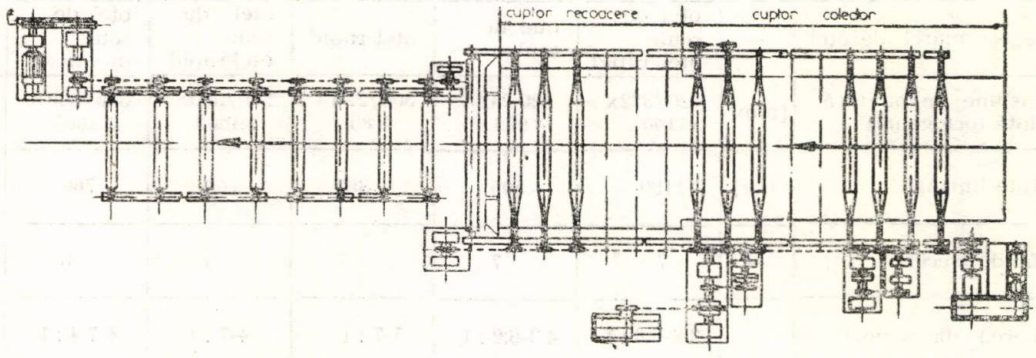


Fig. 4 Ansamblu cuptor colector — cuptor recoacere.

În acest cadru sînt montate patru carcase de reglare **1**, care servesc la poziționarea celor patru axe cu excentric ale ciocanelor **2**. Prin rotirea acestora se asigură apropierea sau depărtarea ciocanelor **3** de axul piesei forjate. În acest fel se asigură dimensiunea dorită a piesei forjate. Axele cu excentric antrenează bielele **4**, care susțin ciocanele de forjare și le transmit acestora o mișcare rectilinie activă, prin intermediul unor glisiere și patine.

Motoarele principale ale mașinii (2 de cîte 600 kW) antrenează axele cu excentric prin intermediul unui sistem de roți dințate.

Poziția bielelor și a sculelor de forjare se poate modifica simultan și egal pentru toate patru, în cazul forjării barelor rotunde sau pătrate, sau separat, două cîte două opuse, în cazul forjării barelor late.

ulic **8**. Piulițele de reglare se sprijină pe un piston care funcționează într-un cilindru cu

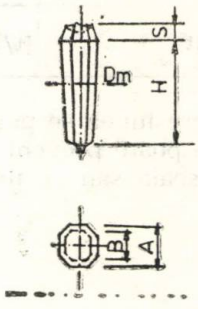


Fig. 5 Format de lingouri.

ulei. Presiunea uleiului este proporțională cu forța de forjare.

Formate de lingouri

Tabelul 3

Nr. crt.	Material	Greutatea [kg]	Greutate fără maselată [kg]	Dimensiune cap *A* [mm]	Dimensiune picior *B* [mm]	Înălțime *H* [mm]	*S* aprox. [mm]	Conicitate [%]	*H:Dm*
1	Oțel de scule	1100	1100	420	332	1100	120	8	1 : 2,85
2	Oțel de scule	900	765	375	285	1080	118	8,7	1 : 3,16
3	Oțel de scule	810	730	390	310	920	100	8,7	1 : 2,55
4	Oțel de scule Oțel rapid	760	685	380	300	1000	110	8,5	1 : 2,84
5	Oțel de scule Oțel rapid	500	450	320	242	900	90	8,7	1 : 3,1
6	Oțel de scule Oțel rapid	460	415	320	260	800	80	8,2	1 : 2,66
7	Oțel de scule Oțel rapid	385	350	300	220	800	80	10	1 : 3,1

Tabelul 4

Nr. crt.	Caracteristici	U.M.	Formate de lingouri					
			PROGRAMUL „A"			PROGRAMUL „B"		
			Format 1	Format 5	Format 7	Format 4	Format 4	Format 6
1	Grupe de mărci de oțel	—	oțel de scule oțel rapid	oțel de scule	oțel rapid	oțel de scule oțel rapid	oțel de scule oțel rapid	oțel de scule oțel rapid
2	Dimensiune lingou fără maselotă (octogonal)	[mm]	420/332x x1100	320/242× ×900	300/220× ×800	380/300× ×1000	380/300× ×1000	320/260× ×800
3	Greutate lingou	[kg]	1100	500	385	760	760	460
4	Număr de treceri	—	7	7	7	6	8	6
5	Reducerea (la picior)		3,8-5,6 : 1	4,3-6,2 : 1	5-7 : 1	4-7 : 1	4-7,4 : 1	4,3-6 : 1
6	Dimensiune finală (latură x lungime)	[mm]	∅ 140x x7100	∅100 × ×6200	∅80× ×7700	∅140× 5000	∅100× ×9500	∅80 × × 9200
7	Material de pornire (lingou)	[t/h]	7,20	3,9	2,5	7,2	3,9	2,5
8	Material finit	[t/h]	5,80	3,12	2,0	5,8	3,12	2,0

În acest fel presiunea se poate măsura continuu și astfel se poate preveni supraîncărcarea mașinii, din greșeală sau ca urmare a răcirii materialului.

Mașina de forjat SX—40 este dotată cu două manipulatoare de forjare (capete de prindere), acționate hidraulic. Aceste două manipulatoare asigură condiții complete de forjare a lingoului. Pentru forjarea țaglelor rotunde, se pune în funcțiune, la ultima trecere, un motor electric local care asigură rotirea continuă a semifabricatului realizîndu-se astfel secțiunea rotundă.

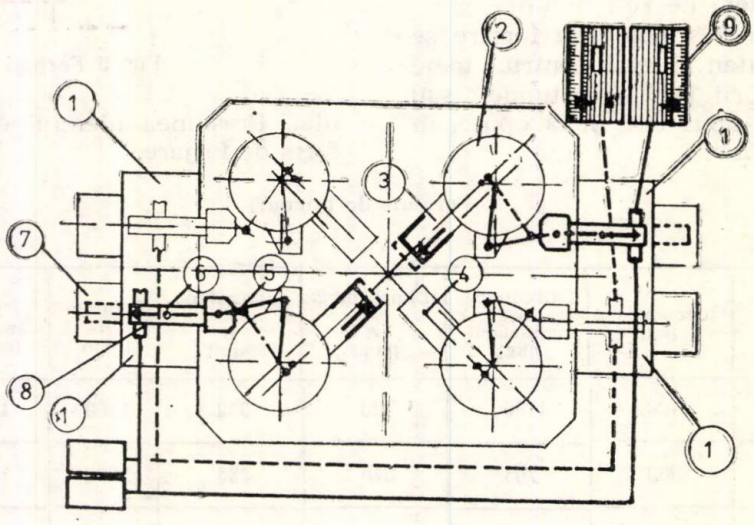


Fig. 6 Schema reglării poziției sculelor la mașina de forjat.
1 — carcase de reglare ; 2 — ax cu excentric ; 3 — ciocan de forjare ; 4 — bielă ; 5 — pîrghie ; 6 — fus ; 7 — piuliță de reglare ; 8 — angrenaj cu șurub melcat ; 9 — motor hidraulic.

La depășirea unei valori admisibile, o comandă electrică conectează motoarele carcaselor de reglare în sensul depărtării ciocanelor și astfel forjarea este oprită.

Răcirea tuturor părților componente ce vin în contact cu semifabricatul cald, inclusiv uleiul de ungere și pentru acționări hidraulice, se realizează cu apă.

Ungerea mașinii se face centralizat și automat.

Evacuarea oxizilor de fier (țunder), care se desprind de pe suprafața semifabricatului în timpul forjării, se face prin cădere liberă într-un conteiner așezat pe un vagonet situat în subsol. Acesta este descărcat periodic, cu ajutorul podului rulant din hală.

Sculele de forjare sînt cele 4 ciocane de forjare, amplasate la 90° unul față de celălalt. Acest amplasament asigură ca materialul să curgă numai în direcție longitudinală.

Mașina de forjat SX—40 este prevăzută cu comandă manuală și automată.

Avantajele noii tehnologii

Mașinile de forjat radial reprezintă un important progres în evoluția utilajelor de forjare. Acest progres este generat de următoarele aspecte :

— mașina are o cadență mare (270 curse pe minut față de maximum 100 la prese oleohidraulice) fapt ce determină o durată a contactului sculă-piesă, obținîndu-se o pierdere minimă de căldură ;

— în timpul forjării se realizează o creștere de temperatură a piesei forjate, care este direct proporțională cu rezistența la deformare și cu viteza de deformare. Măsurările au demonstrat că, la forjarea oțelurilor speciale pe mașina de forjat SX 40, se realizează practic o compensare a pierderii de căldură prin radiații cu creșterea de temperatură realizată prin forjare. Aceasta face posibilă obținerea unor grade mari de deformare de pînă la 1 : 10 cu o singură încălzire (la oțelurile carbon) ;

— schema de deformare asigură aplicarea numai a tensiunilor de compresiune, evitîndu-se aplicarea tensiunilor de întindere. Ca urmare se elimină posibilitatea lărgirii eventualelor fisuri în material, fenomen specific forjării pe prese cu ciocane ;

— cadența de forjare mare realizată de ciocanele mașinii cît și deformarea după 4 direcții asigură condiții pentru forjarea dintr-un singur cald a lingoului direct în țaglă ;

— rigiditatea mașinii de forjat asigură condiții pentru realizarea unei precizii ridicate. Sînt realizate astfel toleranțe reprezentînd aproximativ jumătate din toleranțele realizate la laminare ;

— cursa scurtă a ciocanelor cît și vitezele mari ale acestora asigură condiții optime pentru forjarea oțelurilor speciale ;

— sistemul constructiv al mașinilor de forjat asigură ca forțele ce apar în timpul forjării să se închidă în cadrul mașinii, netransmițîndu-se vibrații la fundații. Forțele ce apar la forjarea pe prese sau ciocane sînt transmise prin nicovală asupra fundației, producînd vibrații puternice ;

— noul utilaj de forjare asigură o calitate îmbunătățită a produselor forjate, determinată de următoarele aspecte :

— se realizează întinderea puternică a miezului piesei ;

— se realizează o deformare uniformă pe toată lungimea țaglei, determinînd o structură uniformă ;

— grosimea stratului decarburat este redusă la jumătate din cea obținută în cazul forjării pe prese sau ciocane ;

— liniaritatea țaglelor forjate la mașini de forjat reprezintă 10 mm/1 ; 20 mm/4 m și nu mai mult de 40 mm/9 m ;

— răsucirea materialului nu reprezintă mai mult de 3°/1 m.

Aspecte economice ale utilizării noii tehnologii

Avantajele utilizării mașinilor de forjat (ca o alternativă la prese și ciocane în secțiile de forjă) sînt reflectate de îmbunătățirea indicatorilor tehnico-economici. Principalele elemente care determină această îmbunătățire sînt :

— productivitatea orară realizată de o mașină de forjat radial este superioară productivității realizate de celelalte utilaje de forjare. Valorile mai mari corespund oțelurilor înalt aliate, care devin fragile la forjarea pe ciocane (fig. 2) ;

— coeficientul de utilizare a metalului (80—90%) este superior celui realizat pe prese și ciocane (60—70%) ;

— eliminarea unor operații de ajustaj costisitoare (debitare, sablare, șlefuire, cojire, îndreptare și tratament de recoacere) ;

— reducerea suprafețelor halelor cu peste 40% și a înălțimii halelor cu 4 m ;

— reducerea suprafețelor de încălzire și tratament termic primar cu circa 30% ;

— reducerea volumului de montaj cu circa 20%, ca urmare a reducerii greutății utilajelor;

— personalul de manevră reprezintă 20% din personalul necesar pentru prese și ciocane.

Noua tehnologie de forjare asigură reducerea prețului de cost cu circa 10—20% față de prețul de cost realizat prin forjarea țaglelor pe prese sau ciocane.

Producerea țaglelor prin forjare direct din lingouri reprezintă tehnologia optimă de deformare sub aspect economic, tehnologic și funcțional.

Pe plan mondial se constată o tendință de înlocuire a preselor și ciocanelor de forjare liberă cu noile utilaje de forjare.

Trebuie avute în vedere, însă, două aspecte care pot recomanda sau nu această tehnologie și anume :

se impune ca ponderea țagelor cu secțiuni în domeniul limitei superioare a performanței utilajelor de deformare să nu fie sub 10%.

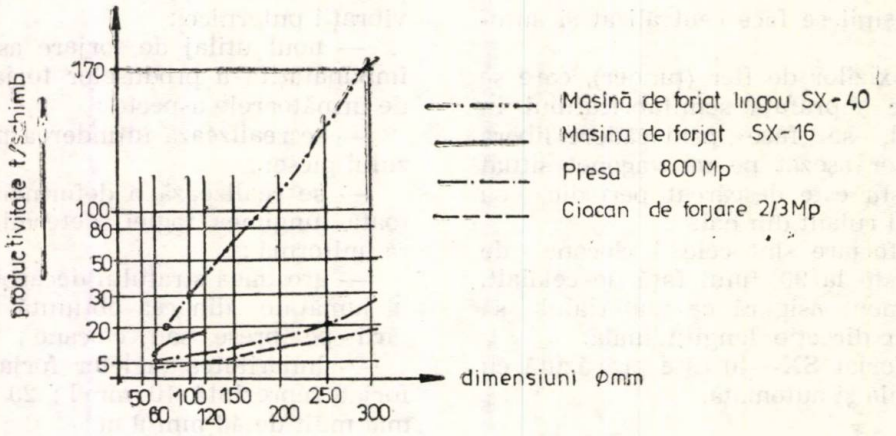


Fig. 7 Productivitățile utilajelor de forjare liberă.

— gradul de încărcare al mașinii de forjat ;
— structura sortotipodimensională a programului.

Numai după o analiză temeinică ținînd seama de acești doi factori, se poate stabili linia tehnologică de forjare optimă.

Din calculele efectuate pentru stabilirea utilajelor de forjare, a rezultat că dotarea cu o mașină de forjat radial de tip SX-40, și mai mare se poate considera justificată pentru un grad de ocupare al utilajului de minimum 4000 ore/an și nu mai mult de 5500 ore/an.

De asemenea, în cadrul programului de fabricație, este necesar ca ponderea țaglelor din oțeluri slab aliate sau oțeluri carbon de calitate să nu depășească 20—25%. Totodată

Aceste elemente au la bază datele provenite din practica și unele experimentări efectuate la secția forjă de blocuri și bare de la C.O.S. Tîrgoviște.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hojas, H.* : „Die Anwendung der Langschmiedemaschine und der Durchlaufschmiedemachine für die Produktion von Edelstahl Ediție GFM — Steyr, Austria 1975.

[2] *Dimitriu, S. P.* : „Linia tehnologică a mașinii de forjat radial pentru bare direct din lingouri. Considerații privind tehnologia de forjare". Tehnologii și utilaje noi pentru prelucrări la cald — vol. II. Ediție, Universitatea Brașov, 1978.

[3] *Dimitriu, S. P.* : „Soluții de organizare a forjelor de bare din oțeluri speciale". „Metalurgia", nr. 5/1977.

RECENZII

SAMOILĂ, C., DRUGĂ, L., STAN, L. — Cuptoare și instalații de încălzire. Editura didactică și pedagogică, 1983, 431 pag., 404 fig. 81 tab., 10 anexe, 64 ref. bibl., 37 lei.

Intr-o ediție care reprezintă bazele cursului care se predă studenților secțiilor de utilaj tehnologic din instituțiile de învățămînt superior, lucrarea își dovedește utilitatea și originalitatea întrunind, într-o formă omogenă și accesibilă, date din literatura clasică și date acumulate în țară și peste hotare în domeniul cuptoarelor și instalațiilor de încălzire.

Primele trei capitole dezvoltă aspectele teoretice de calcul și fenomenologice, specifice proceselor termotehnice caracteristice cuptoarelor și instalațiilor care se utilizează pentru prelucrarea termică a materialelor.

Capitolul 4, care tratează calculul și construcția sistemelor de încălzire, este sintetic, dar de un real folos pentru proiectanți și constructorii de utilaje. Calculele de bilanț termic și recuperarea căldurii sînt dezvoltate accentuînd cele mai importante aspecte teoretice și de construcție.

Materialele utilizate la construcția echipamentelor sînt prezentate ținînd cont de cele mai recente realizări în acest domeniu, în capitolul al șaptelea, legat logic de următorul, care tratează elementele constructive comune ale cuptoarelor.

Urmărind o clasificare după domeniile de utilizare, se prezintă apoi soluții constructive și criterii de alegere și dimensionare a diverselor tipuri de cuptoare pentru topire, încălzire în vederea deformărilor plastice, tratamente termice și termochimice și diverse uscătoare, în conexiune cu procesele tehnologice cărora le sînt destinate.

Un capitol deosebit este cel care tratează instalațiile pentru producerea atmosferelor controlate (cap. XI), în care, porninid de la definirea și descrierea fenomenelor de interacțiune din cuptor, se descriu tipurile de medii, modalitățile de producere a

lor și efectele utilizării. Totodată, sînt prezentate scheme de instalații, elemente de calcul și recomandări tehnologice de utilizare a acestora.

Controlul, reglarea și conducerea proceselor din cuptoare sînt tratate distinct și cu precizie, furnizînd informații deosebite pentru specialiști. Grafica este atractivă iar în anexe sînt dați o serie de parametri de calcul utili, nomograme și coeficienți, pentru un domeniu extins de aplicații termotehnice.

Lucrarea — una din puținele din fondul tehnic românesc — constituie o valoroasă contribuție la activitatea de informare și instruire a cadrelor în formare și a celor care activează în cercetare, proiectare și învățămînt, precum și a celor interesați de problemele energetice în general.

Ing. Armand V. Vasiliu

MANIFESTĂRI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

În zilele de 14—16 iulie a.c. s-a desfășurat la Brașov cea de **a X-a Consfătuire tehnico-științifică privind tipizarea-unificarea în industria construcțiilor de mașini,** organizată de Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini.

Lucrările s-au desfășurat pe secții și au prezentat comunicări specialiști din unități de cercetare științifică și inginerie tehnologică și din întreprinderi ale MICM și MIMUEE : ISIM — Timișoara, ICTCM — București, CCSITA — Brașov, ICSITPSC — filiala Cluj-Napoca, CCSITMUIU — filiala Cluj-Napoca, INMT — București, CCSITUM — Baia Mare, ICPE — București, ICSITMUA „Titan" — București și Timișoara, I.P.A., CC Automatică și CCSIT din București, de asemenea, întreprinderile : „Tractorul", Întreprinderea de autocamioane din Brașov, „Turbomecanica" București, IAUC — București, IUG „Progresul" — Brăila, ICNUT — Tulcea, I. mecanică — Sighetu-Marmației, I.M. — Timișoara „Electrometal" — Cluj-Napoca, IPEE Electroarges.

Au susținut referate și cadre didactice din învățămîntul superior din Institutele politehnice din București, Cluj-Napoca și Iași și de la Universitatea din Brașov.

Menționăm cîteva din aceste comunicări :

— „Asupra băncilor de date pentru recondiționarea pieselor din construcția de mașini".

— „Baza de date unică pentru pregătirea de fabricație la sectoarele calde și reci".

— „Structuri tipice în sistemele de proiectare asistate de calculator, a tehnologiilor".

— „Modelarea matematică a solicitărilor termoplastice în unele elemente ale sistemului tehnologic MDPS".

— „Sistem de proiectare asistată de calculator a SDV-urilor".

— „Variante de unități cu sisteme radiale tipizate".

— „Criterii de tipizare funcțională și constructivă a echipamentelor pentru sudare".

— „Metodă de calcul al cremalierei de referință optimă la dantura cu distanță axială variabilă, pentru gama de laminare de preforjare".

— „Metode matematice de calcul al parametrilor tehnici și a tehnologiei la călirea superficială a roților cu modul pînă la M-20".

— „Tipizarea constructivă și tehnologică a arborelui principal de la presele mecanice cu mecanism cu excentric din sistema de mașini de deformat plastic".

— „Elemente tipizate în construcția de radiatoare".

— „Elemente tipizate pentru instalații de gresare".

— „Orientări noi în tipizarea transportoarelor cu bandă de uz general, în vederea reducerii consumului de metal și îmbunătățirea tehnologiei de fabricație".

— „Specializarea întreprinderilor producătoare de organe de asamblare standardizate".

— „Abordarea sistemică a standardizării mașinilor de deformare plastică la cald".

— „Sistem de măsură și comandă pentru standurile de încercare a motoarelor termice".

— „Lucrări de tipizare-unificare a motoarelor electrice, pe calculatorul electronic".

— „Model matematic în calculul vibrațiilor la stucturile de mașini-unelte".

— „Elemente tipizate pentru transfer liniar și canular destinate mașinilor-unelte agregat, de puteri mici".

— „Aspecte ale tipizării dispozitivelor de reglat scule așchietoare".

— „Realizări noi în tipizarea subansamblelor de mașini-unelte".

— „Sisteme informatice pentru supravegherea și conducerea proceselor tehnologice din industria construcțiilor de mașini".

— „Sistem informatic pentru conducerea automată a procesului de montaj și aprovizionarea ritmică cu ansamble și subansamble a benzilor de montaj".

— „Tipizarea proceselor de programare asistată de calculator a mașinilor cu comandă numerică".

— „Aspecte economice privind tipizarea standurilor de probă pentru motoare termice și electrice".

Ing. Teodosia Oprescu

FABRICA DE DIAMANTE SINTETICE „DACIA"
OFERĂ întreprinderilor din țară o gamă variată de superabrazivi sintetici și produse pe bază de superabrazivi :

DIAMANTE SINTETICE în toată gama dimensională din standardele internaționale ; încorporate în scule diamantate, asigură eficiența maximă în prelucrarea carburilor sinterizate, materialelor neferoase dure, combinațiilor din carbură-oțel, granitului, marmurei, rocilor moi și tari, ceramicelor, feritelor, betoanelor, materialelor plastice, sticlei și altor materiale dure și foarte dure;

MICROPULBERI GRADATE DE DIAMANT, de tip tenace și de tip friabil, pentru operații de polisare, lepuire ; utilizate ca atare sau înglobate în spray-uri sau paste ;

SPRAY-uri DIA-JET cu micropulberi de diamant în gama 0—60 microni, folosite cu rezultate excepționale pentru operațiile de finisare și superfinisare a pieselor din carburi metalice, oțeluri, aliaje neferoase, materiale nemetalice ;

AZOTURA CUBICA DE BOR-ACUBOR — într-o gamă largă, utilizate în scule pentru prelucrarea oțelurilor rapide, a oțelurilor de scule, a oțelurilor inoxidabile, a aliajelor pe bază de nichel și cobalt, a fontelor dure, etc.

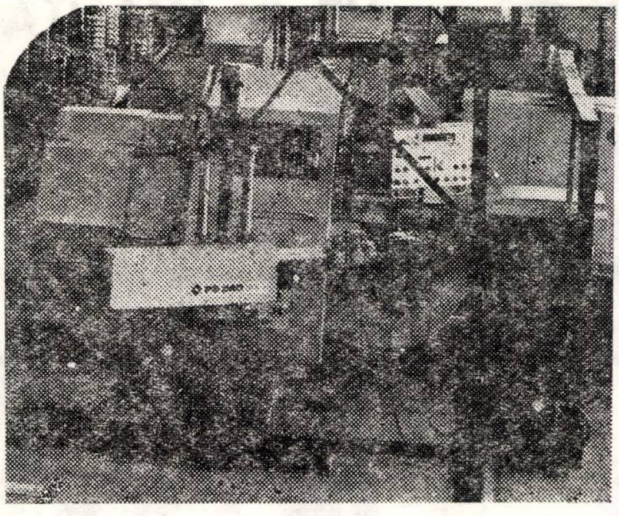
Pentru cataloage, liste de prețuri, relații suplimentare și comenzi, întreprinderile interesate se pot adresa la :

FABRICA DE DIAMANTE SINTETICE „DACIA"
BUCUREȘTI, Căsuța Poștală 58—52,
telex : 10694 TANIOR

Operațiunile de export se realizează prin I.C.E. DUNĂREA, Strada Varșoviei nr. 4, Sector 1, București 91248, telex 10435, telefon nr. 33 16 81.

MANIPULATOARE PORTAL, ROBOŢI ŞI SISTEME DE TRANSPORT

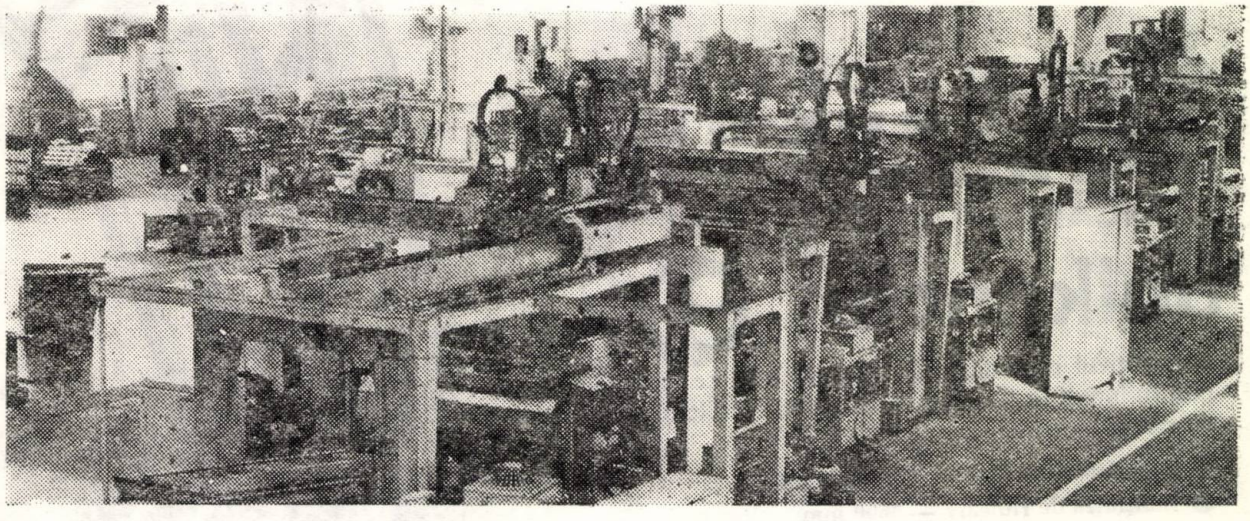
MACHINOEXPORT SOFIA – BULGARIA



– Manipulatoare portal de tip PIRIN cu capacităţi portante de 10 ; 40 ; 80 şi 160 kg şi variate performanţe privind înălţimea, lungimea, cursa deplasării, numărul mînerelor, cleştii de prindere etc.

– Căi de rulare pentru palete, sisteme de transport cu conveioare cu paşi, cu lanţ sau cu role, cu capacităţi portante între 20-150 kg ; prevăzute cu dispozitive de frînare, control, alimentare, descărcare şi altele.

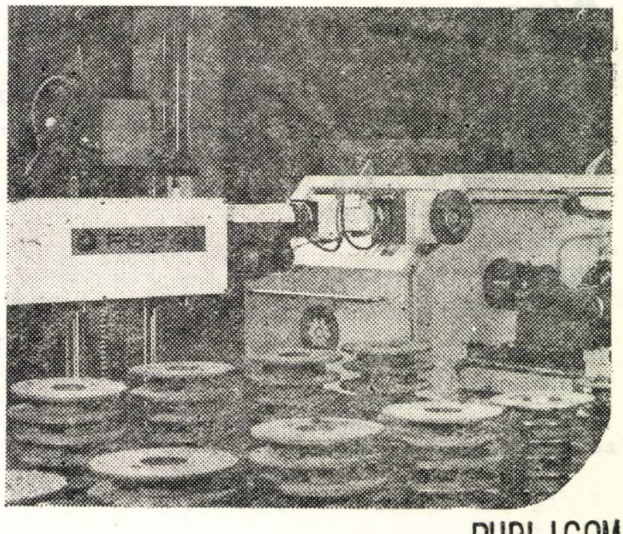
– Roboţi cu servoacţionare pneumatică, hidraulică sau electromecanică, adecvaţi pentru piese de prelucrat cu masa proprie între 5 şi 540 kg.



– Roboţi pentru vopsire.

– Complexe de roboţi pentru sudare.

Manipulatoarele portal, roboţii şi sistemele de transport permit o proiectare şi realizare rapidă, la nivelul tehnic actual, a complexelor automate cu fiabilitate ridicată în funcţionare.



MACHINOEXPORT
Str. Aksakov 5, SOFIA (BULGARIA)
Telex : 023425/26 - Tel : 88.53.21

PUBLICOM

PRODUCTIVITATE ȘI CALITATE PERFECTA- CARACTERISTICI DE ACTUALITATE

CĂRUCIOARE ELECTRICE CU ÎNĂLȚIME DE RIDICARE MARE PENTRU PRINDEREA TRILATERALĂ A ÎNCĂRCĂTURILOR

balkancar

Dispozitivul specializat EV 818.56 este conceput pentru lucrul în depozite cu plafoane înalte și căi de acces înguste.

- **Capacitatea de încărcare — 1000 kg**
- **Înălțimea de ridicare — 5600 mm**
- **Cursa de extensie — pe ambele părți — 450 mm**
- **Lățimea totală — 1470 mm**

Reduceți manevrele în timpul stivuirii și durata procesului de lucru cu ajutorul căruciorului electric EV 818.56-un dispozitiv care deservește rafturile dispuse de o parte și de alta a căii de acces, fără a-și schimba poziția.

Exportator :

balkancarimpex

1040 Sofia, Bd. Kliment Ohridski nr. 48
Telefon 655-01, Telex 023431/2,
Telegrame : Balkancarimpex Sofia

Distribuitor : Mecanoexportimport. Consultații tehnice : Biroul tehnic-comercial Balkancar București, str. Galați nr. 32, tel. 11.91.62

PUBLICOM

I. C. T. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE
ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE
TEHNOLOGICĂ PENTRU
INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR
DE MAȘINI

Șos. Olteniței nr. 105, sector 4
București — 75651
Telefon 83.21.70. Telex 10233

Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini, înființat încă din anul 1955, are o bogată experiență în cercetare și proiectare tehnologică specifică construcțiilor de mașini. În cadrul institutului se desfășoară trei tipuri de activități :

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricație) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea și optimizarea procedeelor, regimurilor sau rețelelor tehnologice în domeniile : prelucrărilor prin așchiere, ștanțare, ambutisare și prin tehnologii neconvenționale, manipulării automate, montajului mecanizat și automatizat, acoperirilor de protecție și decorative, controlului activ, interoperațional și final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate și sisteme complexe de fabricație pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea mașinilor speciale, dispozitivelor și sculelor.

3. Execuția, în limita capacităților propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistență tehnică pentru punerea în funcțiune la parametrii proiectați a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ: ● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea și îmbunătățirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator și în producție a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuție pentru liniile, mașinile, dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secțiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcția în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuția de prototipuri de mașini și dispozitive și experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricația de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură și control interoperații și final, proiectarea și executarea utilajelor necesare controlului și sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea și executarea de bancuri de probă pentru studii de laborator și fabricația de serie ; ● Organizarea fabricației, transportului intern și depozitării în secțiile și atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea și urmărirea producției ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum și pentru planificare, lansare și urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistență tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate și pentru punerea în funcțiune a utilajelor proiectate și executate ; ● Acordarea de licențe, know-how și punerea la dispoziție a documentației de execuție pentru lucrările elaborate de institut.

1984 JAN 0 5

ENERGETISCHE AUSRÜSTUNG

- DAMPFKESSEL
  mit Leistungen von 6,5 bis 1035 t/St
- HEISS-u. WARMWASSERKESSEL
  mit Leistungen 10; 25; 50 und 100 Gcal/St
- DRUCKLOSE und DRUCKBEHÄLTER, ZISTERNEN, SPEICHER
- D.K – GEBLÄSE; D.K – LÜFTER; KOHLENMÜHLEN
- CHEMISCHE WASSERAUFBEREITUNGSANLAGEN
- SCHWEISSKONSTRUCTIONEN
- SCHMIDETEILE und GUSSTEILE

  max. Gewicht: 7000 kg für Stahlguss
  5000 kg für Grauguss

ERDÖLAUSTRÜSTUNG

- PUMPENEINHEITEN für Erdölförderung

  30 Varianten in der laufenden Produktion
  Auf Wunsch wird jede Variante zwischen
  0,9 und 19,3t (API) erzeugt

Gründungsjahr 1904

Vulcan

ROMÂNIA

76305 – BUCUREŞTI
Str. Sebastian nr. 88

Teleph: 31.00.30
Telex: 11.127 r.

5279
REFERATIVA 04

3.

Microhidroagregate

Turbomaşini

Recenzii

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

11

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ XXXV ■ NOIEMBRIE 1983

ENERGETISCHE AUSRÜSTUNG

- DAMPFKESSEL
  mit Leistungen von 6,5 bis 1035 t/St
- HEISS-u. WARMWASSERKESSEL
  mit Leistungen 10; 25; 50 und 100 Gcal/St
- DRUCKLOSE und DRUCKBEHÄLTER, ZISTERNEN, SPEICHER
- D.K – GEBLÄSE; D.K – LÜFTER; KOHLENMÜHLEN
- CHEMISCHE WASSERAUFBEREITUNGSANLAGEN
- SCHWEISSKONSTRUCTIONEN
- SCHMIDETEILE und GUSSTEILE

max. Gewicht: 7000 kg für Stahlguss
5000 kg für Grauguss

ERDÖLAUSTRÜSTUNG

- PUMPENEINHEITEN für Erdölförderung

30 Varianten in der laufenden Produktion
Auf Wunsch wird jede Variante zwischen
0,9 und 19,3t (API) erzeugt

Gründungsjahr 1904

Vulcan

ROMÂNIA

76305 – BUCUREŞTI
Str. Sebastian nr. 88

Teleph: 31.00.30
Telex: 11.127 r.

1683

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, nr. 11, noiembrie, 1983

CUPRINS

Microhidroagregate

VOIA, I. : **Echipamente pentru amenajări hidroenergetice de mică putere. Probleme, soluții, perspective** 523

CSONTI, M., HOȚA, I. : **Gamă tipizată de microturbine hidraulice de tip EOS** 533

HERMAN, GH., MÄRZ, C., ROGOBETE, I., SCHWEIGER, G. : **Turbine Francis pentru microhidrocentrale. Tipodimensiuni, variante constructive și simbolizarea lor** 537

ONEA, D. : **Aspecte privind reglarea turbinelor și microturbinelor hidraulice** 541

PREITL, ȘT., ONEA, D., GRANDO, I. : **Modele matematice pentru regulatorul de viteză electrohidraulic destinat echipării turbinelor hidraulice și posibilități de identificare a acestuia în centrală** 549

NEDA, T., KLEIN, A., GRANDO, I. : **Microhidroagregate de largă utilizare (M.L.U.—0,250) și echipament de reglare destinat funcționării automate în paralel și pe rețea izolată** 558

NEDA, T., GRANDO, I. : **Microhidroagregat cu jet înclinat și sistemul de reglare aferent** 565

ȘIȘAK, E. : **Transformatoare hidraulice pentru ridicarea apei în agricultură. Berbecul hidraulic** 571

ȘIȘAK, E. : **Studiul domeniului optim de acoperit cu microturbine de tip Banki. Studii de tipizare** 573

VOIA, I., NEDA, T., ȘIȘAK, E. : **Realizări și rezultate în construcția primelor microhidroagregate de tip Banki** 577

Turbomașini

ZIDARU, GH. : **Pompe și ventilatoare axiale reversibile monoetajate** 584

ZIDARU, GH. : **Pompe axiale reversibile bietajate** 587

Recenzii

OLTEANU, I., RENERT, M. : **Prof. dr. ing. Pavel, Alexandru — MANDRINAREA MECANICĂ, Ed. Tehnică, București, 1982, 331 pag., 169 ref. bibl., anexe, 25 lei** 590

Noutăți din țările socialiste

CRIȘAN I. : **Fabricația de componente pentru instalații tehnologice în Republica Democrată Germană** 591

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : dr. ing. Iacob Voia

SUMARE

CZ : 621.22

Voia, I. : **Echipamente pentru amenajări hidroenergetice de mică putere**

Pornind de la caracteristicile potențialului hidroenergetic de mică putere, se prezintă soluțiile pentru echipamente dezvoltate pe plan mondial și în România. Se evidențiază tendințele pentru turbine, generatoare și sisteme de reglaj.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 13 fig., 16 ref. bibl.

CZ : 621.24

Csonti, M., Hoța, I. : **Gamă tipizată de microturbine hidraulice de tip EOS**

În lucrare sînt prezentate principalele caracteristici tehnice și dimensionale ale gamei tipizate de microturbine hidraulice de tip EOS, destinate echipării amenajărilor de joasă cădere și debite mici. De asemenea, se prezintă soluțiile constructive adoptate la realizarea gamei tipizate de microturbine, avînd traseul zonei de curgere obținut prin similitudine, în baza unui model hidraulic încercat în laboratorul CCSITEH — Reșița

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 4 fig., 2 tab., 2 ref. bibl.

CZ : 621.24

Herman, Gh., März, C., Roșobete, I., Schweiger, G. : **Turbine FRANCIS pentru microhidrocentrale, tipodimensiuni, variante constructive și simbolizarea lor**

Lucrarea prezintă domeniul de utilizare a microturbinelor de tipul Francis orizontale, funcție de parametrii energetici ai amenajării, principalele lor performanțe optime de turație, cădere, debit și putere la cuplă, tipodimensiunile reprezentative, diferitele variante constructive și simbolizarea lor.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 7 fig., 3 tab.

CZ : 621.24

Onea, D. : **Aspecte privind reglarea turbinelor și microturbinelor hidraulice**

Pornind de la prezentarea aspectelor reglării turbinelor hidraulice prin reliefarea funcțiilor și cerințelor reglajului primar se trece la aspectele reglării microturbinelor hidraulice, aspecte clasificate după destinația funcționării microhidroagregatului, pe rețea izolată sau pe sistem energetic. Se prezintă cîteva scheme de principiu dezvoltate la CCSITEH— Reșița pentru reglarea microturbinelor hidraulice unicate și tipizate. Pentru cele tipizate se tratează despre rolul volantului pentru limitarea creșterii presiunii în aducțiune.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 8 fig., 10 ref. bibl.

CZ : 621.24:621-58

Preitl, Șt., Onea, D., Grando, I. : **Modele matematice pentru regulatorul de viteză electrohidraulic destinat echipării turbinelor hidraulice și posibilități de identificare a acestuia în centrală**

În cadrul lucrării, autorii prezintă modelele matematice care pot fi utilizate pentru caracterizarea comportării în diferite regimuri de funcționare a regulatorului de viteză electrohidraulic (prescurtat RVEH), fabricat în țară și destinat echipării turbinelor hidraulice ; modelele au fost obținute pe calea identificării analitice (teoretice, bazată pe ecuațiile diferitelor blocuri constructive) și au fost verificate prin identificarea experimentală a RVEH pe stand și prin simulare pe calculator numeric. În finalul lucrării autorii prezintă unele dintre metodele de identificare preconizate în indentificarea experimentală a RVEH în centrală.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 8 fig., 3 tab., 10 ref. bibl.

CZ : 621.22:621-58

Neda, T., Klein, A., Grando, I. : **Microhidroagregat de largă utilizare (M.L.U.—0,250) și echipament de reglare destinat funcționării automate în paralel și pe rețea izolată**

Se analizează aspectele constructive ale microturbinei și sistemului de reglare, destinate echipării amenajărilor cu puteri instalate pînă la 30 kW. Sînt studiate caracteristicile hidromecanice și electrice, se fac considerații asupra domeniului de utilizare, performanțe, comportare în funcționare. În final, lucrarea prezintă direcțiile viitoare privind îmbunătățirea acestui echipament, pe baza experienței dobîndite pînă în prezent.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 11 fig., 1 tab., 9 ref. bibl.

CZ : 621.22

Neda, T., Grando, I. : **Microhidroagregat cu jet înclinat și sistemul de reglare aferent**

Lucrarea prezintă soluția constructivă pentru microturbină și echipament de reglare, posibilități de funcționare în sistem național și pe rețea izolată. Sînt analizate caracteristicile hidromecanice și de reglaj, performanțe, domeniul de aplicare, exploatarea echipamentului și unele considerații privind posibilitățile de perfecționare a acestuia.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 8 fig., 6 ref. bibl.

CZ : 621.22

Șișak, E. : **Transformatoare hidraulice pentru ridicarea apei în agricultură. Berbecul hidraulic**

Pe baza schemei de funcționare hidrodinamică a berbecului hidraulic se prezintă posibilitatea adaptării caracteristicilor de funcționare la condițiile sursei de apă. În perioada unui ciclu complet elementul hotărîtor este momentul de început al închiderii ventilului de șoc. Reglarea regimului de funcționare se face deci prin deplasarea punctului care determină acest moment pe curba de creștere a vitezei apei din conducta de lansare în regim nestaționar. În mod concret, deplasarea acestui punct se face prin modificarea cursei sau și a masei ventilului de șoc stabilind în acest mod regimul impus de sursă.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 3 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.24

Șișak, E. : **Studiul domeniului optim posibil de acoperire cu microturbine de tip BANKI. Studii de tipizare.**

În domeniul de turații specifice între 30 și 100, în care turbina Banki realizează conversia energiei în condiții favorabile, s-a elaborat o diagramă de tipizare care conține toate datele hidraulice și constructive necesare proiectării. Se subliniază posibilitatea utilizării largi a unor subansamble tipizate la un mare număr de variante constructive de puteri diferite, ceea ce simplifică mult atît proiectarea cît și procesul de fabricație.

Construcția de mașini, 35 (1983), nr. 11, 3 fig., 3 tab., 3 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 6 21.22

Voia, I. : **Equipment for Small Power Hydropower Stations**

Starting from the characteristics of the small power hydropower potentialities, the solutions are presented for equipments developed on a world scale and in Romania as well. The tendencies for turbines, generating sets and controlling systems are pointed out.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 13 fig., 16 bibl. papers

---

DC : 621.24

Csonti, M., Hoța, I. : **Standard Type Range of EOS Hydraulic Small Turbines**

The paper presents the main technical and dimensional characteristics of the standard type range of EOS hydraulic small turbines designed for equipping low head and small output stations. The design solutions are moreover presented whose adoption led to achieving the standard type range of small turbines with the flow area lay-out obtained by similitude based upon a hydraulic model tested in the laboratory of CCSITEH — Reșița.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 4 fig., 2 tables, 2 bibl. papers

---

DC : 621.24

Herman, Gh., März, C., Rogobete, I., Schweiger, G. : **FRANCIS Turbines for Small Hydropower Stations, Types and Sizes, Design Versions and their Symbolisation**

The paper presents the field of use of horizontal Francis small turbines, function of the station power parameters, the main optimum performances concerning their rotation speed, head, output and coupling power, the representative types and sizes, various design versions and their symbolisations.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 7 fig., 3 tables

DC : 621.24

Onea, D. : **Aspects Concerning the Adjustment of Hydraulic Turbines and Small Turbines**

The paper starts with a presentation of the aspects concerning the adjustment of hydraulic turbines by pointing out the functions and requirements of the prime mover control ; certain aspects are then tackled concerning the adjustment of hydraulic small turbines, the relevant aspect being classified according to the designation of the small hydrounit operation, either in isolated networks or in a power system. The paper moreover submits several schematic diagrams developed by CCSITEH — Reșița for controlling the hydraulic small turbines of single—piece and standard—type production. The part played by the flywheel in limiting the delivery pressure increase with the standard types is also tackled.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 8 fig., 10 bibl. papers

---

DC : 621.24:621-58

Preitl, Șt., Onea, D., Grando, I. : **Mathematical Models for the Electrohydraulic Speed Governor Designed for Squipping Hydraulic Turbines and Possibilities to Identify It in the Power Station**

In this paper the authors present the mathematical models that can be used for characterizing the behaviour under various operating duties of an electrohydraulic speed governor (RVEH in short) of domestic manufacture and designed to equip the hydraulic turbines. The models were obtained by analytical (theoretical) identification (based on the equations of various structural units) and were checked by experimental identification of RVEH on stand and by numerical computer simulation. The end of the paper refer to some of the identification methods suggested for experimentally identifying RVEH in the power station.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 8 fig., 3 tables, 10 bibl. papers

---

DC : 621.22:621-58

Neda, T., Klein, A., Grando, I. : **Small Hydrounit of Wide Use (MLU — 0,250) and Control Equipment Designed for Automated Operation in Parallel and on Separate Networks**

The paper analyses the structural aspects of the small turbine and controlling system designed for equipping power stations of up to 30 kW installed power. The hydromechanical and electric characteristics are studied, while considerations are made on the range of use, performances, operation behaviour. The end of the paper presents the future directions for improving this equipment based on the experience scored so far.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 11 fig., 1 table, 3 bibl. papers

---

DC : 621.22

Neda, T., Grando, I. : **Small Hydrounit with Inclined Jet and the Relevant Control System**

The paper presents the structural solution for small turbines and controlling equipment, operating possibilities in a national power grid or on separated networks. The authors moreover analyse the hydromechanical and controlling characteristics, performances, field of use and operation of the equipment, while making certain considerations upon the possibilities of improving it.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, fig., 6 bibl. papers

---

DC : 621.22

Șișak, E. : **Hydraulic Transformers for Irrigation Systems in Agriculture The Hydraulic Ram.**

The hydrodynamic operation diagram of the hydraulic ram underlies the possibility to adapt the operating characteristic to the water source conditions. The main element of a complete duty cycle is the starting moment of the choke valve closing. The operating duty is adjusted by shifting the point determining this moment along the curve showing the speed increase of the water in the influent conduit under non-stationary state. This point is actually shifted by changing the stroke or/and mass of the choke valve and thus establishing the duty required by the source.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 3 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 621.24

Șișak, E. : **A Study of the Best Possible Field of Use for BANKI Small Turbines. Studies for Standard Types.**

A diagram of standard types containing all the hydraulic and structural data necessary for designing has been worked out for the specific rotation speed range between 30 and 100 for which the Banki turbine achieves the energy conversion under favourable conditions. The author points out to the possibility of widely using subassemblies of standard types for a great number of design versions of various powers, a fact greatly simplifying both the designing and manufacturing process.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 11, 3 fig., 3 tables, 3 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 621.22

Voia, I. : **Equipements pour aménagements hydroénergétiques de faible puissance**

En considérant les caractéristiques du potentiel hydroénergétique de faible puissance, on présente les solutions appropriées aux équipements développés sur le plan mondial et en Roumanie. On met en évidence les tendances concernant les turbines, les alternateurs et les systèmes de réglage.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 13 fig., 16 réf.

CD : 621.24

Csonti, M., Hoţa, I. : **Gamme standardisée de micro-turbines hydrauliques de type EOS**

L'ouvrage présente les principales caractréristiques techniques et dimensionnelles de la gamme standardisée de micro-turbines hydrauliques de type EOS ; ces micro-turbines sont destinées à l'équipement des aménagements de basse chute et de faibles débits. On présente également les solutions constructives adoptées à la réalisation de la gamme standardisée de micro-turbines dont le trajet de la zone d'écoulement a été obtenu par similitude d'un modèle hydraulique vérifié dans le laboratoire du CCSITEH — Reşiţa.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 4 fig., 2 tabl., 2 réf.

CD : 621.24

Herman, Gh., März, C., Rogobete, I., Schweiger, G. : **Turbines FRANCIS pour micro-centrales hydrauliques, types, dimensions, variantes constructives et leurs symboles**

L'ouvrage présente le domaine d'utilisation des micro-turbines de type FRANCIS horizontales, en fonction des paramètres énergétiques de l'aménagement, ainsi que leurs principales performances optimales de vitesse de rotation, de chute, de débit, de puissance au couplage, les types et dimensions représentatifs, les différentes variantes constructives et leurs symboles.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 7 fig., 3 tabl.

CD : 621.24

Onea, D. : **Au sujet du réglage des turbines et des micro-turbines hydrauliques**

On présente les aspects du réglage des turbines hydrauliques en insistant sur les fonctions et les exigences du réglage primaire ; ensuite, on s'occupe du réglage des micro-turbines hydrauliques, dont les aspects sont classifiés selon la destination du fonctionnement du micro-groupe hidraulique — en réseau isolé on en système énergétique. On présente plusieurs schémas de principe, développés au CCSITEH — Reşiţa, pour le réglage des micro-turbines hydrauliques individuelles ou standardisées. Dans le cas micro-turbines hydrauliques standardisées, on expose le rôle joué par le volant pour limiter la hausse de la pression en adduction.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 8 fig., 10 réf.

CD : 621.24:621.58

Preitl, St., Onea, D., Grando, I. : **Modèles mathématiques pour le régulateur de vitesse électro-hydraulique destiné à l'équipement des turbines hydrauliques et les possibilités d'identifier celui-ci dans la centrale**

Les auteurs présentent, dans cet ouvrage, les modèles mathématiques que l'on peut utiliser en vue de caractériser le comportement du régulateur de vitesse électro-hydraulique (RVEH en abréviation) en différents régimes de fonctionnement ; fabriqué dans le pays, ce régulateur est destiné à l'équipement des turbines hydrauliques. Ces modèles, obtenus par la voie de l'identification analytique (théorique, reposant sur les équations des différents blocs constructifs), ont été vérifiés par l'identification expérimentale de la RVEH sur le stand d'essais et par simulation sur la calculatrice numérique. Finalement, les auteurs présentent quelques-unes des méthodes d'identification recommandées pour l'identification expérimentale de la RVEH dans la centrale.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 8 fig., 3 tabl., 10 réf.

CD : 621.22:621.58

Neda, T., Klein, A., Grando, I. : **Micro-groupe de large utilisation (M.L.U.—0,250) et équipement de rélgage destiné au fonctionnement automatique en parallèle et sur réseau isolé**

On analyse les aspects constructifs de la micro-turbines et le système de réglage, destinés à l'équipement des aménagements à puissances installées allant jusqu'à 30 kW. On étudie les caractéristiques hydromécaniques et électriques et on examine le domaine d'utilisation, les performances, le comportement dans le fonctionnement. L'ouvrage présente finalement les voies à étudier en vue d'améliorer cet équipement en tenant compte de l'expérience acquise jusqu'à présent dans ce domaine.

Construcţia de maşini, 35 (1933), no. 11, 11 fig., 1 tabl., 9 réf.

CD : 621.22

Neda, T., Grando, I. : **Micro-groupe hydraulique à jet ibcliné et système de réglage afférent**

L'ouvrage présente la solution constructive de la micro-turbine et de l'équipement de réglage, les possibilités de fonctionnement en système national et en réseau isolé. On analyse les caractéristiques hydro-mécaniques et de réglage, les performances, le domaine d'application, l'exploitation de l'équipement, ainsi qu'une série de considérations au sujet des possibilités perfectionnement de cet équipement.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 8 fig., 6 réf.

CD : 621.22

Şişak, E. : **Transformateurs hydrauliques pour faire monter l'eau en agriculture. Le bélier hydraulique**

En considérant le schéma de fonctionnement hydrodynamique du bélier hydraulique, on présente les possibilité d'adapter les caractéristiques de fonctionnement aux conditions de la source d'eau. Au cours de la période d'un cycle complet, l'élément décisif est le moment initial de la fermeture de la soupape de choc. Le réglage du régime de fonctionnement est donc réalisé par le déplacement du point qui détermine ce moment sur la courbe de hausse de la vitesse de l'eau dans le conduit de lancement en régime non-stationnaire. Le déplacement de ce point ets effectué, de manière concrète, en modifiant la course ou/et la masse de la soupape de choc, en établissant ainsi le régime imposé par la source.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 3 fig., 2 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.22

Voia, I. : **Anlagen für hydroenergetische Einrichtungen kleiner Leistung**

Ausgehend von den Kennwerten des hydroenergetischen Potentials kleiner Leistung werden Lösungen beschrieben für die auf Weltebene und in Rumänien entwickelten Anlagen. Dabei werden die Tendenzen im Bereich der Turbinen, Generatoren und Regelsysteme hervorgehoben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 13 Fig., 16 Lit.

DK : 621.24

Csonti, M., Hoţa, I. : **Eine typisierte Baureihe von Kleinwasserturbinen vom Type EOS**

Im Beitrag werden die wichtigsten technischen und dimensionalen Kennwerte der typisierten Baureihe von Kleinwasserturbinen vom Typ EOS beschrieben, die für die Ausstattung der für geringes Gefälle und kleine Wassermassen bestimmten Anlagen dienen. Beschrieben werden desgleichen die bautechnischen Lösungen, die für die Ausführung der typisierten Baureihe von Kleinwasserturbinen zur Anwendung gelangten, bei gegebener Trasse der Fließzone, die durch Nachbildung, aufgrund eines im CCSITEH — Labor in Reşiţa überprüften Modells erzielt wurde.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 4 Fig., 2 Tab., 2 Lit.

DK : 621.24

Herman, Gh., März, C., Rogobete, I., Schweiger, G. : **Francis-Turbinen für Kleinstkraftwerke, Baugrößen, Bauvarianten und ihre Kennzeichnung**

Im Beitrag werden der Anwendungsbereich der horizontalen Francis — Wasserturbinen je nach den energetischen Parametern der Anlage, ihre optimalen Kennwerte im Hinblick auf Drehzahl, Gefälle, Wassermasse und Leistung, die Baugrößen sowie die verschiedennen Bauvarianten und ihre Kennzeichnung dargestellt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 7 Fig., 3 Tab.

DK : 621.24

Onea, D. : **Einige Aspekte der Wasserturbinen — und Kleinwasserturbinenregelung**

Ausgehend von der Darstellung der mit der Regelung der Wasserturbinen — durch die Hervorhebung der Funktion und der Forderungen der Primärregelung — verbundenen Aspekte, werden die Aspekte der Regelung der Kleinwasserturbinen behandelt, Aspekte, die je nach Einsatzbestimmung der Kleinwasserturbine im Inselbetrieb oder im Verbundnetz — klassifiziert werden. Beschrieben werden einige im CCSITEH Reşiţa entwickelten Grundschemen zur Regelung der Kleinwasserturbinen in Unikat — und typisierter Ausführung. Bei den typisierten Turbinen wird die Rolle des Schwungrades in der Begrenzung des Zuführungsdrucks behandelt.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 8 Fig., 10 Lit.

DK : 621.24:621-58

Preitl, St., Onea, D., Grando, I. : **Mathematische Modelle des elektrohydraulischen Geschwindigkeitsreglers einer Wasserturbine und seine Identifizierungsmöglichkeiten in einer Wasserkraftanlage**

Im Beitrag werden die mathematischen Modelle beschrieben, die das Verhalten des in Rumänien gebauten und für Wasserturbinen bestimmten elektrohydraulischen Geschwindigkeitsreglers (Kurzbezeichnung RVEH) kennzeichnen ; die Modelle wurden durch die analytische (theoretisch aufgrund der Gleichungen für die verschiedenen Konstruktionsblöcke erfolgten) Identifizierung erzielt und durch die experimentale Identifizierung des Geschwindigkeitsreglers auf einem Stand sowie durch Simulieren auf einem Digital — Rechenautomat überprüft. Abschließend werden einige der Identifizierungsmethoden, die für die experimentale Identifizierung des Geschwindigkeitsreglers in der Anlage empfohlen werden, beschrieben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 8 Fig., 3 Tab., 10 Lit.

DK : 621.22:621-58

Neda, T., Klein, A., Grando, I. : **Weitgehend verwendete Wasserkraftmaschine vom Typ MLU 0,25 und Regelvorrichtung für den automatischen Parallel — und den Inselbetrieb**

Im Beitrag werden einige bautechnische Aspekte der Kleinturbine und des Regelsystems, die zur Ausstattung von Anlagen mit einer installierten Leistung bis zu 30 kW bestimmt sind analysiert. Untersucht werden die hydromechanischen und elektrischen Kennzeichen ; veröffentlicht werden auch einige Betrachtungen hinsichtlich des Anwendungsbereichs, der Leistungen und des Betriebsverhaltens. Abschließend werden im Beitrag die künftigen Ausrichtungen hinsichtlich der Weiterentwicklung dieser Anlagen, aufgrund der bisherigen Erfahrung, präsentiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 11 Fig., 1 Tab., 9 Lit.

DK : 621.22

Neda, T., Grando, I. : **Impuls — Kleinwasserturbine und das einschlägige Regelsystem**

Im Beitrag werden die bautechnischen Lösungen für die Kleinturbine und die Regelanlage, die Einsatzmöglichkeiten im Verbundnetz und im Inselbetrieb beschrieben. Analysiert werden die hydromechanischen und Regelkennzeichen, die Leistungen, der Einsatzbereich und die Betriebsart der Anlage ; es werden auch einige Betrachtungen hinsichtlich der Weiterentwicklung veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 8 Fig., 6 Lit.

DK : 621.22

Şişak, E. : **Hydraulische Wandler für Bewässerungszwecke in der Landwirtschaft. Der hydraulische Stoßheber**

Aufgrund des hydrodynamischen Funktionsschemas des hydraulischen Stoßhebers wird die Möglichkeit, die Betribskennwerte an die Bedingungen der Wasserquelle anzupassen, beschrieben. Innerhalb eines vollständigen Zyklus ist der Augenblick in dem mit der Schließung des Stoßventils begonnen wird, ausschlaggebend. Die Regelung der Betriebsart erfogt demgemäß durch die Verlagerung des Punktes, der diesen Moment auf der Kurve, die den Anstieg der Wassergeschwindigkeit im Zuflußrohr in nicht stationären Zustand angibt, bestimmt. Konkret, wird dieser Punkt durch die Veränderung des Hubs und/ oder auch die Verstellung der Masse des Stoßventils verlagert, wodurch die durch die Wasserquelle bestimmte Betriebsart eingestellt wird.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 3 Fig., 2 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.22

Воя, И.: **Оборудование для гидроэнергетических сооружений малой мощности**

Исходя от характеристик гидроэнергетического потенциала малой мощности, представляются решения изготовления оборудования высокого технического уровня в мировом плане и в Румынии. Подчеркиваются тенденции в изготовлении турбин, генераторов и регулирующих систем.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 13 рис., 16 лит.

ДК: 621.24

Чонти, М., Хоца, И.: **Типизированная гамма гидравлических микротурбин типа EOS**

В работе представлены главные технические и различные характеристики типизированной гаммы гидравлических микротурбин типа EOS предназначенных для оснащения сооружений низкого падениян небольших дебитов. Даются также конструктивные решения для освоения типизированной гаммы микротурбин, располагающих трассой текучей зоны, полученной путём подобия, на основе гидравлической модели, испытанной в лабораториях института C.C.S.I.T.E.H. — Решица.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 4 рис., 2 табл., 2 лит.

ДК: 621.24

Херман, Г., Мерц, К., Рогобете, И., Швайгер, Г.: **Турбины типа ФРАНСИС для микрогидростанций — типоразмеры, конструктивные варианты и их символизация**

Работа представляет область применения горизонтальных микротурбин типа ФРАНСИС в зависимости от энергетических параметров сооружения, их главных оптимальных параметров вращения, падения, дебита и мощности сценки, представительных типоразмеров, различных конструктивных вариантов и их символизации.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 7 рис., 3 табл.

ДК: 621.24

Онеа, Д.; **Аспекты регулировки турбин и гидравлических микротурбин**

Исходя от представления аспектов регулировки гидротурбин на счет выявления функций и потребностей первичной регулировки, переходится с аспектам регулировки гидромикротурбин, аспектам, классифицированным согласно назначению работы микрогидроагрегата, на изолированной нагрузке или на энергетической системе. Дается ряд принципиальных схем, разработанных в рамках института C.C.S.I.T.E.H. — Решица, для регулировки гидромикротурбин единичного или типизированного типов. Для типизированных трактуется о роли маховика в аграничении роста давления подвода.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 8 рис., 10 лит.

ДК: 621.24: 621—58

Прайтл, Шт., Онеа, Д., Грандо, И.: **Математические модели электрогидравлического регулятора скорости для оснащения гидротурбин и возможности его нахождения на станции**

Авторы представляют математические модели, которые можно использовать для охарактеризования поведения электрогидравлического регулятора скорости в различных режимах работы (сокращено PVEH), изготовленного в Румынии для оснащения гидротурбин; модели получены были путём аналитической идентификации (теоретической, на основе уравнений различных конструктивных блоков) и были проверены опытной идентификацией PVEH на стенде и симулированием на вычислительной машине. В конце работы авторы представляют ряд методов идентификации, продуманих опытной идентификацией PVEH на станции.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 8 рис., 3 табл., 10 лит.

ДК: 621.24: 621—58

Неда, Т., Клайн, А., Грандо, И.: **Микрогидроагрегат широкого применения (M.L.У.—0,250) и регулировочный агрегат для автоматической работы параллельной и на отдельной сети**

Анализируются конструктивные аспекты микротурбины и регулировочной системы для оснащения сооружений установленной мощностью до 30 КВТ. Изучаются гидромеханические и электрические характеристики, даются соображения об области применения, показателях, поведение в работе. Работа представляет также будущие направления по совершенствованию этого оборудования, на основе накопленного до сих пор опыта.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 11 рис., 1 табл., 9 лит.

ДК: 621—22

Неда, П., Грандо, И.: **Микрогидроагрегат с наклонной струей и прилагающей регулировочной системой**

Работа представляет конструктивное решение для микротурбины и регулировочного оборудования, возможности работы в национальной системе и на отдельной сети. Анализируются гидромеханические и регулировочные характеристики, показатели, область применения, эксплуатация оборудования и дается ряд соображений о возможностях его совершенствования.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 8 рис., 6 лит.

ДК: 621.22

Шишак, Е.: **Гидротрансформаторы для орошения в сельском хозяйстве. Гидравлический таран**

На основе рабочей гидродинамической схемы гидравлического тарана даются возможности адаптирования рабочих характеристик к условиям источника воды. В период полного цикла решающим элементом является начальный момент закрытия ударного клапана. Регулировку рабочего цикла осуществляют, таким образом, перемещением точки, определяющей этот момент по кривой повышения скорости воды в питающом проводе в передвижном режиме. Конкретно, перемещение этой точки осуществляется путем изменения хода или/и удельного веса ударного клапана, определяя таким образом режим источника.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 3 рис., 2 лит.

ДК: 621.24

Шишак, Е: **Изучение возможной оптимальной области применения микротурбин типа BANKI. Исследования по типизации**

В области специфических вращений с 30 до 100, в которой турбин в BANKI осуществляет конверсию энергии в благоприятных условиях, разработали диаграмму типизации, содержащую все гидравлические и конструктивные данные, необходимые для проектирования. Подчёркивается возможность широкого использования ряда типизированных узлов для большого числа конструктивных вариантов различных мощностей, что содействует упрощению как проектирования, так и производственного процесса.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 3 рис., 3 табл., 3 лит.

CZ : 621.24

Voia, I., Şişak, E., Neda, T.: **Realizări şi rezultate în construcţia primelor microhidroagregate de tip Banki studiate de CCSITEH Reşiţa în colaborare cu I.P. „T.V." — Timişoara**

În articol sînt prezentate rezultatele experimentale obţinute pe două microhidroagregate de tip Banki, cu puterea de 2,2 kW şi respectiv (2—8) kW. Experimentările s-au efectuat în Laboratorul de Cercetări Maşini Hidraulice al CCSITEH Reşiţa. Caracteristicile obţinute şi unele soluţii constructive conţin date care permit elaborarea în continuare a unor programe pentru studiul unor tiposerii constructive într-o gamă largă de căderi şi puteri.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 11, 9 fig., 1 tab., 9 ref. bibl.

CZ : 621-135

Zidaru, Gh.: **Pompe şi ventilatoare axiale reversibile monoetajate**

În lucrare, autorul arată importanţa turbomaşinilor axiale reversibile pentru industrie şi agricultură şi recomandă cîteva scheme constructive de turbomaşini monoetajate : numai cu rotor, cu rotor şi unul sau două aparate directoare. De asemenea, se dă construcţia profilelor cu schelet rectiliniu sau în formă de „S" simetric şi cu repartiţie eliptică a grosimii, necesare proiectării palei rotorice.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 11, 3 fig., 6 ref. bibl.

CZ : 621-135

Zidaru, Gh.: **Pompe axiale reversibile bietajate**

Articolul propune o soluţie constructivă (pentru pompele axiale reversibile bietajate cu rotor şi contrarotor. Palele torsionate ale rotorului pot fi realizate din profile cu schelet rectiliniu, sau profile în formă de „S" simetric, cu aceeaşi repartiţie a grosimii, în timp ce palele rotorice netorsionate sînt alcătuite din profile în dublu arc de cerc. Autorul prezintă o metodă de calcul hidrodinamic al palei netorsionate.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 11, 2 fig., 7 ref. bibl.

DC : 621.24

Voia, I., Şişak, E., Neda, T.: **Achievements and Results in the Manufacture of the First Banki Type Small Hydrounits Jointly Studied by CCSITEH Reşiţa and I.P. „T.V." — Timişoara**

The paper presents the experimental results obtained by two Banki type small hidrounits of a 2.2 kW and (2—8) kW power respectively. The experiments were carried out in the Hydraulic Machinery Research Laboratory of CCSITEH Reşiţa. The characteristics obtained and certain design solutions include data enabling the further working out of programs for the study of structural types and series in a wide range of heads and powers.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 11, 9 fig., 1 table, 9 bibl. papers

---

DC : 621-135

Zidaru, Gh.: **Single-stage Reversible Axial Flow Pumps and Blowers**

In this paper the author shows the importance of reversible axial turbo-machines for industry and agriculture, while recommending several design diagrams of single-stage turbo-machines : with impeller only, with impeller and one or two quide-vanes. The paper moreover gives the structure of profiles with either straight or S-cambered mean line and with elliptical thickness distribution necessary for designing the impeller blades.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 11, 3 fig., 6 bibl. papers

DC : 621-135

Zidaru, Gh.: **Two-stage Reversible Axial Flow Pumps**

The paper submits a design version (for two-stage reversible axial flow pumps) with two impellers in opposite rotation. The impeller twisted blades can be made from profiles with straight or S-cambered mean line with the same thickness distribution, while the untwisted blades consist of double circular arc profiles. The author presents a hydrodynamic computation method for the untwisted blade.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 11, 2 fig., 7 bibl. papers

---

CD : 621.24

Şişak, E.: **Etude du domaine optimal possible d'utilisation des microturbines de type BANKI. Etudes concernant la standardisation**

Dans la gamme des nombres de tours compris entre 30 et 100 — domaine dans lequel la turbine BANKI réalise la conversion de d'énergie dans des conditions favorables —, on a élaboré un diagramme de standardisation contenant toutes les données hydrauliques et constructives nécessaires à l'élaboration du projet. Cette étude souligne la possibilité d'une large utilisations d'une série de sous-ensembles standardisés à la conception d'un grand nombre de variantes constructives de différentes puissances, ce qui simplifie sensiblement aussi bien l'élaboration des projets que le processus de fabrication.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 3 fig., 3 tabl., 3 réf.

CD : 621.24

Voia, I., Şişak, E., Neda, T.: **Réalisations et résultats obtenus lors de la construction des premiers microgroupes hydrauliques de type BANKI étudiés par CCSITEH — Reşiţa en collaboration avec I.P. „T.V." — Timişoara**

L'article présente les résultats expérimentaux obtenus avec deux micro-groupes hydrauliques de type BANKI, à puissances de respectivement 2,2 kW et (2—8) kW. Les expérimentations ont été effectuées dans le Laboratoire de Recherches pour Machines hydrauliques du CCSITEH — Reşiţa. Les caractéristiques obtenues et certaines solutions constructives contiennent les données susceptibles de permettre l'élaboration de nouveaux programmes pour l'étude d'une série de types constructifs en une vaste gamme de chutes et de puissances.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 9 fig., 1 tabl., 9 réf.

CD : 621-135

Zidaru, Gh.: **Pompes et ventilateurs axiaux réversibles mono-étagés**

L'auteur montre, dans cet ouvrage, l'importance des turbo-machines axiales dans l'industrie et l'agriculture et recommande, en même temps, plusieurs schémas constructifs de turbo-machines mono-étagées : avec rotor seulement, avec rotor et un ou deux appareils directeurs. L'auteur indique également la construction des profils à squelette rectilligne ou en forme de „S" symétrique et avec répartition elliptique de l'épaisseur, nécessaires à l'élaboration du projet de la palette rotorique.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 3 fig., 6 réf.

CD : 621-135

Zidaru, Gh.: **Pompes axiales réversibles bi-étagées**

L'article propose une solution constructive (pour les pompes axiales réversibles bi-étagées) à rotor et contre-rotor. Les palettes torsionnées du rotor peuvent être réalisées en profilés à squelette rectiligne ou en profilés „S" symétrique, avec la même répartition de l'épaisseur, tandis que les palettes rotoriques non-torsionnées sont formées de profilés en double arc de cercle. L'auteur présente une méthode de calcul hydrodynamique de la palette non-torsionnée.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 11, 2 fig., 7 réf.

DK : 621.24

Şişak, E.: **Die Untersuchung des mit Kleinwasserturbinen vom Typ Bánki optimal zu deckenden Bereichs. Typisierungsstudien**

Für den Bereich spezifischer Drehzahlen zwischen 30 und 100, in welchem die Bánki-Turbine die Energieumwandlung unter vorteilhaften Bedingungen vollzieht, wurde ein Typisierungsdiagramm ausgearbeitet, das sämtliche bau — und strömungstechnische Daten enthält, die zur Entwicklung der Ausführungsunterlagen erforderlich sind. Es wird die Möglichkeit hervorgehoben, typisierte Bauteile weitgehend bei einer großen Anzahl von Bauvarianten verschiedener Leistungen anzuwenden, wodurch eine beachtliche Vereinfachung in der Ausarbeitung der Projekte als auch des Fertigunsprozesses bewirkt wird.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 3 Fig., 3 Tab., 3 Lit.

DK : 621.24

Voia, I., Şişak, E., Neda, T.: **Leistungen und Ergebnisse im Bau der ersten Kleinwasserturbinen vom Typ Bánki, untersucht von CCSITEH Reşiţa in Zusammenarbeit mit I.P. „T.V." Timişoara**

Im Beitrag werden die auf zwei Kleinturbinen vom Typ Bánki mit einer Leistung von 2,2 kW und bkw. (2—8) kW experimental erzielten Ergebnisse dargestellt. Die Versuche wurden in CCSITEH — Reşiţa — Forschungslabor für Wasserkraftmaschinen vorgenommen. Die erzielten Kennwerte und einige der bautechnischen Lösungen enthalten Daten, welche die künftige Ausarbeitung von Programmen ermöglicht für die Untersuchung von Baugrößen für verschiedene Gefälle und Leistungen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 9 Fig., 1 Tab., 9 Lit.

DK : 621-135

Zidaru, Gh.: **Einstufige reversible Axialpumpen und — ventilatoren**

Im vorliegenden Beitrag zeigt der Autor die Bedeutung der reversiblen axialen Turbomaschinen für Industrie und Landwirtschaft und empfehlt einige Konstruktionsschemen für einstufige Turbomaschinen: mit Laufrad ohne Leitrad, mit Laufrad und einem oder zwei Leiträdern. Beschrieben wird desgleichen die Konstruktion der Profile mit nicht gewölbtem oder symtrisch S-förmigem Skelett und einer elliptischen Tropfenverteilung, die für den Entwurf der Laufschaufeln erforderlich sind.

Construcţia de maşini, 35 (1183), Nr. 11, 3 Fig., 6 Lit.

DK : 621-135

Zidaru, Gh.: **Zweistufige reversible Axialpumpen**

Im Beitrag wird eine bautechnische Lösung (für die zweistufigen reversiblen Axialpumpen) mit Laufrad und Gegenlaufrad vorgeschlagen. Die gewundenen Laufschaufeln des Laufrads können aus Profilen mit nicht gewölbten oder symetrisch S-förmigem Skelett und gleichmäßiger Tropfenverteilung asugeführt werden, während die nicht gewundenen Laufschaufeln aus Profilen mit Doppelkreisbögen bestehen. Der Autor beschreibt eine Methode zur hydrodynamischen Berechnung der nicht gewundenen Schaufeln.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 11, 2 Fig., 7 Lit.

ДК : 621.24

Шишак, Е.: **Изучение возможной оптимальной области применения микротурбин типа BANKI. Исследования по типизации**

В области специфических вращений с 30 до 100, в которой турбина BANKI осуществляет конверсию энергии в благоприятных условиях, разработали диаграмму типизации, содержащую все гидравлические и конструктивные данные, необходимые для проектирования. Подчёркивается возможность широкого использования ряда типизированных узлов для большого числа конструктивных вариантов различных мощностей, что содействует упрощению как проектирования, как и производственного процесса.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 3 рис., 3 табл., 3 лит.

ДК : 621.24

Воя, И., Шишак, Е., Неда, Т.: **Достижения и результаты в изготовлении первых микрогидроагрегатов типа BANKI, изученных в рамках C.C.S.I.T.E.H. — Решица в сотрудничестве с институтом I.P. „T.V." — Тимишоара**

В статье представлены опытные результаты, полученные на 2 микроагрегатах типа BANKI мощностью 2,2 кВТ и соответственно (2—8) кВТ. Опыты осуществили в рамках исследовательской лаборатории гидромашин при C.C.S.I.T.E.H. — Решица. Полученные характеристики и ряд конструктивных решений содержат данные, содействующие дальнейшей разработке программы изучения ряда конструктивных типосерий в широкой гамме напора и мощностей.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 9 рис., 1 табл., 9 лит.

ДК : 621—135

Зидару, Г. **Одноступенчатые реверсивные осевые насосы и вентиляторы**

Автор подчёркивает значение осевых реверсивных турбомашин для промышленности и сельском хозяйстве и рекомендует ряд конструктивных схем одноступенчатых турбомашин: лишь с ротором, с ротором и одним или двумя управляющими приборами. Также даётся изготовление профилей симметрического прямолинейного или S — образного скелета и эллиптическим распределением толщины, необходимых для проектированя роторной лопасти.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 3 рис., 6 лит.

ДК : 621—135

Зидару, Г.: **Двухступенчатые реверсивные осевые насосы**

Статья предлагает конструктивное решение (для этих насосов) с ротором и котрротором. Закрученные лопасти ротора можно изготовлять из профилей симметрического прямолинейного или S—образного скелета с тем же распределением толщины, в то время как незакрученные лопати ротора изготовлены из профилей с двойной дугой окружности. Автор представляет метод гидродинамического расчета незакрученной лопасти.

Construcţia de maşini, 35 (1983),
н. 11, 2 рис., 7 лит.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif: 150 lei anual. Costul unui exemplar: 12,50 lei.

Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

CZ : 621.22

Echipamente pentru amenajări hidroenergetice de mică putere. Probleme, soluții, perspective

Dr. ing. Iacob I. **VOIA** — Centrul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru echipamente energetice — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Valorificarea potențialului hidroenergetic de mică putere

Reprezentînd o parte însemnată în resursele de energie primară ale României, energia hidraulică a cursurilor de apă are și va avea în continuare o contribuție importantă la acoperirea necesarului de energie electrică al țării.

„Programul național pentru amenajarea bazinelor hidrografice" reprezintă concepția unitară și de perspectivă privind gospodărirea uneia din principalele bogății naturale ale țării [1].

Din punctul de vedere al utilizării energetice, energia hidraulică a cursurilor de apă (reprezentînd potențialul hidroenergetic) se împarte în două componente :

— potențial tehnico-economic amenajabil pentru producerea de energie electrică, inventariat foarte precis și cuprins într-un program de investiții de lungă durată ;

— restul de potențial format din rîuri mici, pîraie, ogașe și respectiv amenajări hidrotehnice neenergetice cum sînt alimentările cu apă, irigații, piscicultura, agrement ș.a.

Această a doua componentă reprezintă, din punct de vedere al eficienței economice, în eventualitatea unor amenajări energetice, indicatori foarte slabi. Creșterea costului pe kilowat instalat, la scăderea puterii amenajării, este foarte rapidă ceea ce constituie o frînă în dezvoltarea unor asemenea amenajări. Chiar mai mult, unele existente au fost abandonate.

Utilizarea energiei cursurilor mici de apă constituie o veche preocupare a locuitorilor de pe teritoriul țării noastre. Acest fapt este dovedit de existența unui impresionant număr de instalații hidromecanice răspîndite pe întreg teritoriul țării. În anul 1967 mai existau încă 5518 asemenea instalații de tehnică populară [2], cît și multe cu caracter industrial.

Aprecierea greșită a industrializării, impactul naționalizării mijloacelor de producție și unele considerente economice aplicate stereotip au dus la abandonarea acestor instalații rămase doar în preocupările muzeografilor.

Criza energetică actuală, care a impus o serie de reconsiderări ale eficienței amenajărilor energetice, a readus în actualitate problema valorificării potențialului hidroenergetic de mică putere.

Potențialul tehnic amenajabil al României este determinat la 37 miliarde kWh/an (24,7 miliarde pe rîurile inferioare și 12,3 miliarde pe Dunăre) față de cel teoretic estimat la 70 miliarde kWh/an. Pentru valorificarea acestuia se vor construi peste 630 centrale hidroelectrice însumînd o putere de 12.300 MW [3].

Estimarea potențialului de mică putere este mult mai dificil de realizat, dar inventarierile apreciază un potențial de mică putere amenajabil de circa 4 miliarde kWh/an și care necesită realizarea a circa 10.000 microhidrocentrale [4]. Desigur aceste cifre trebuie privite cu rezerve, ele se pot aprecia mai realist, pe plan local, de către oficiile județene de gospodărire a apelor. Oricum, valorificarea acestui potențial trebuie abordată preponderent pe plan local, pornind nu (în principal) de la criterii tehnico-economice specifice unor indicatori de investiții (exemplu : lei/kW instalat, durată de amortizare), ci pe **baza problemelor economice sau sociale pe care le pot rezolva.** Dacă într-o anumită zonă există un curs de apă și amenajarea lui poate rezolva o problemă economică sau socială, atunci realizarea unei amenajări hidroenergetice de mică putere trebuie făcută. Această amenajare poate fi cu producere de energie electrică sau numai energie mecanică.

Trebuie avut în vedere că aceste amenajări vor fi de puteri mici, că energia o pot asigura doar intermitent, că realizarea și exploatarea lor revine comunității sau organizației beneficiare locale.

Amenajări hidroenergetice de mică putere

Caracteristicile principale ale amenajărilor hidroenergetice de mică putere sînt :

— puterile reduse de ordinul unităților, zecilor și (mai rar) al sutelor de kilowați :

— puterea nu poate fi asigurată continuu, pe toată durata anului ;

— pot funcționa fie racordate la sistemul național, fie pe rețea izolată ;

— consumatorii actuali, în cazul rețelelor izolate, impun condiții severe de tensiune-frecvență ;

— partea de construcție a amenajării trebuie realizată în condiții de siguranță maximă ;

— agregatele trebuie să corespundă tehnicii actuale în domeniu ;

— pe ansamblul economiei naționale aceste agregate contribuie la economia de combustibil.

Aceste amenajări cuprind elemente de construcție și utilaje în scopul asigurării condițiilor optime de transformare a energiei, de siguranță și durabilitate a acestora. În urmărirea valorificării cît mai complete a potențialului hidroenergetic oferit de apele curgătoare, se impune alegerea judicioasă a locului amenajării, a elementelor componente, cît și cuprinderea în acest cadru a unui tronson cît mai întins al rîului, fie chiar extinderea amenajărilor pe un bazin [5]. Un exemplu de asemenea amenajare, realizată în R.P. Chineză, este dat în figura 1. Se observă că microcentralele au

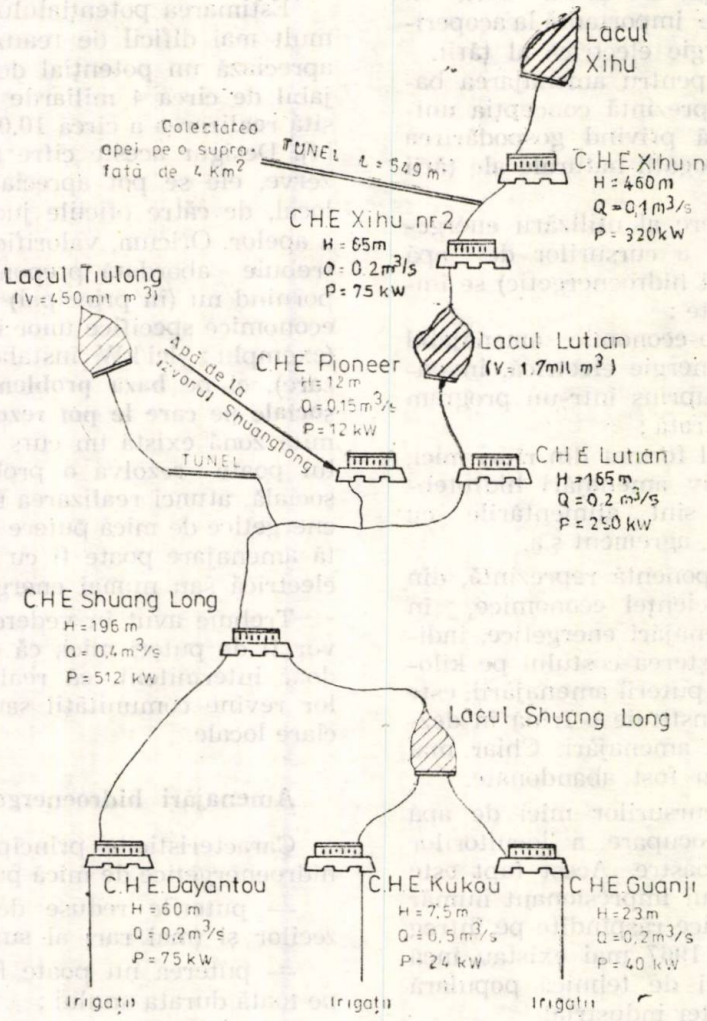


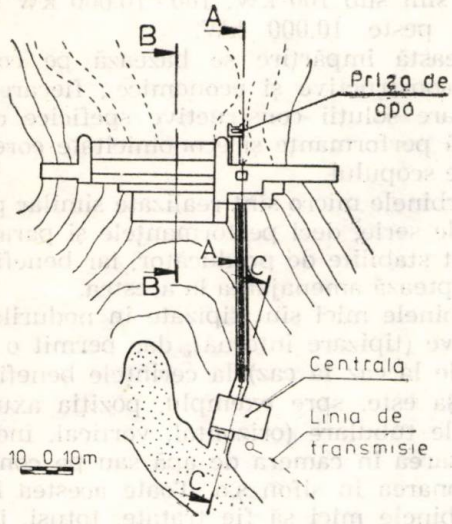
Fig. 1 Schema unei amenajări complexe cu centrale de mică putere.

puteri de la 12 la 512 kW, amenajarea fiind formată din lacuri, captări, tunele, canale și respectiv utilizați pentru irigații.

Elementele de construcție care compun, în principal, o amenajare hidroenergetică trebuie să asigure captarea și aducerea apei la locul transformării energetice, respectiv restituirea ei în albie. Acestea cuprind : **barajul** sau **stăvilarul** pentru abaterea apei spre instalațiile de captare, sau realizarea unei anumite acumulări, aducțiunea care poate fi cu față liberă (canale, galerii), sau sub presiune (conducte forțate). Racordarea tronsoanelor aducțiunii cu suprafață liberă la conductele forțate se face în **camera de punere sub presiune**. Urmează, la unele amenajări de cădere mare, **castelul de echilibru** pentru amortizarea oscilațiilor de presiune determinate de variațiile bruște de încărcare, casa vanelor necesară izolării din motive de protecție sau reparații al ultimului tronson al conductei forțate. **Centrala hidroelectrică** propriu-zisă adăpostește instalațiile energetice și auxiliare și în final **canalul de fugă** asigură restituirea apei în aval.

Un element important este priza de apă care servește la introducerea în aducțiune a debitului. Aceasta trebuie să asigure atît cantitatea de apă cît și calitatea corespunzătoare (să rețină plutitorii și gheața, să împiedice intrarea aluviunilor tîrîte, să asigure spălarea depunerilor și reglarea debitului).

În figura 2 se prezintă (pentru exemplificare) schema unei amenajări echipate cu un

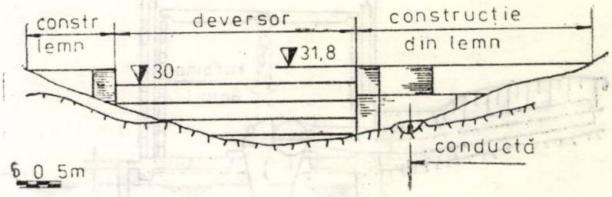


a

Fig. 2 Componența unei amenajări hidroenergetice de mică putere. După R.M. King — Canada, [6].

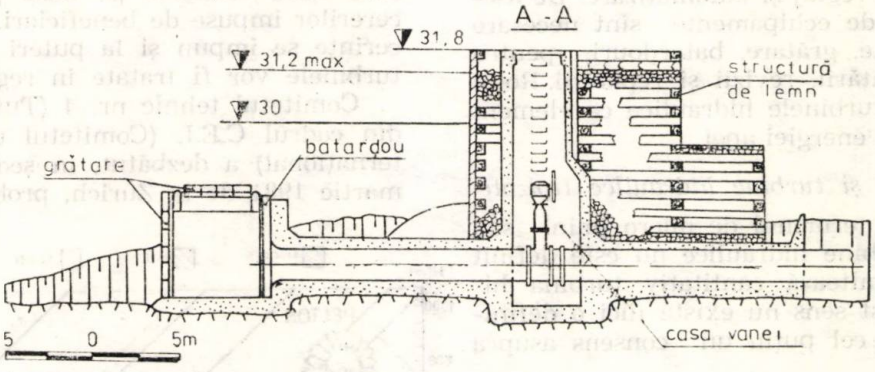
agregat de 370 MW, pentru o cădere de 15 m. Amenajarea este fără acumulare, înălțimea pragului este de 6 m, lungimea de 60 m, iar linia de transport pînă la consumatori este de circa 3 km lungime [6].

Un element important la realizarea amenajării este analiza pierderilor hidraulice, în special ponderea diferitelor pierderi (prin infiltrații, pierderi de debit datorită construcției amenajării și imposibilității prelucrării totale de către turbină, pierderi hidraulice datorită

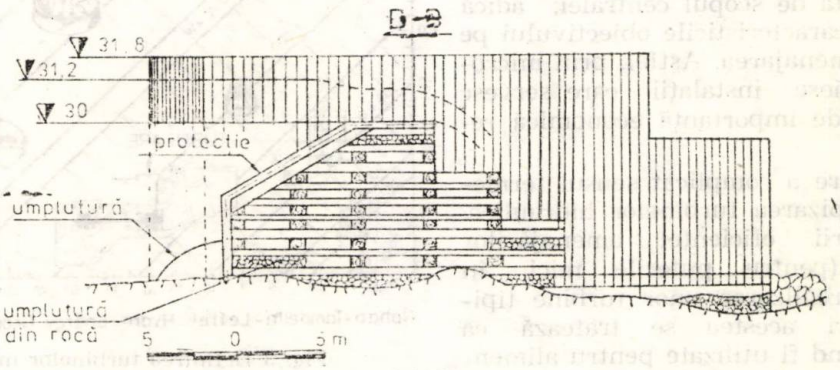


2 b

frecărilor și modificărilor bruște ale vitezei apei pe tot traseul hidraulic, ș.a.) pentru a evita ca, în cazul unor instalații eficiente (spre exemplu turbine și generatoare corespunzătoare), să se piardă energie datorită amenajării necorespunzătoare, sau, invers, la amenajări corecte, să se piardă energie în instalațiile hidromecanice și electrice.



2 c



2 d

Echipamentele aferente amenajărilor hidroenergetice de mică putere

Date generale. Scopul amenajărilor fiind producerea de energie, componența și structura echipamentelor derivă din funcțiunile ce tre-

buie realizate. Astfel, transformarea energiei apei în energie mecanică și apoi electrică, urmată de transmiterea acesteia la consumatori,

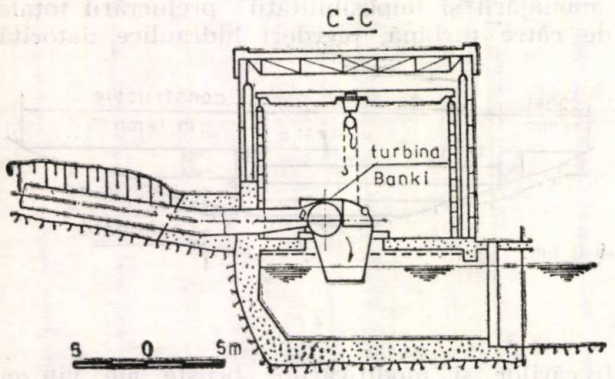


Fig. 2 *e*

necesită motoare hidraulice (turbine sau roți) generatoare, apoi echipamentul electric de forță și distribuție. Adaptarea turbinei și generatorului (hidroagregatului) la necesitățile consumatorilor și, respectiv, protecția (în cazul apariției regimurilor anormale) se realizează prin sistemul de reglaj și automatizare. De asemenea, o serie de echipamente sînt necesare amenajării : vane, grătare, batardouri, pentru siguranța exploatării, revizii și reparații. Rolul principal îl au turbinele hidraulice ca element transformator al energiei apei.

Microturbine și turbine hidraulice tipizate

Actualmente termenul de micro (mini sau mic) pentru turbine hidraulice nu este definit precis, nu delimitează cantitativ turbina hidraulică. În acest sens nu există nici o definiție oficială, sau cel puțin un consens asupra termenilor.

În unele țări termenul se referă la puteri mici, în altele numai la căderi mici. O altă semnificație este legată de scopul centralei, adică de importanța și caracteristicile obiectivului pe care îl servește amenajarea. Astfel, prin microcentrale se definesc instalații care servesc obiective izolate, de importanță economică redusă.

Un element care a complicat sensul termenului a fost și tipizarea turbinelor hidraulice. În scopul creșterii eficienței amenajărilor hidro, s-a trecut (pentru puterile mici, în ultimul timp) la realizarea unor turbine tipizate. De multe ori acestea se tratează ca microturbine, putînd fi utilizate pentru alimentarea unor consumatori izolați de mică importanță. Dar turbinele tipizate ating 10.000 kW, ceea ce impune să se facă distincție între turbine micro și turbine tipizate.

Pentru a aborda mai concret problema microturbinelor se exemplifică în figura 3 definirea acestora după firmele Nohab-Tampella-Leffel, respectiv din Suedia-Finlanda-S.U.A. Este de remarcat că împărțirea se face aici în micro, mici și mari, după puteri ale căror limite sînt sub 100 kW, 100÷10.000 kW și respectiv peste 10.000 kW.

Această împărțire se bazează pe considerente constructive și economice ; fiecare categorie are soluții constructive speficice care îi asigură performanțe și economicitate corespunzătoare scopului.

Turbinele micro sînt realizate similar produselor de serie, deci performanțele și parametrii lor sînt stabilite de producător, iar beneficiarul își adaptează amenajarea la acestea.

Tubinele mici sînt tipizate în nodurile constructive (tipizare internă), dar permit o adaptare (de la caz la caz) la cerințele beneficiarului. Așa este, spre exemplu, poziția axului la mașinile tubulare (orizontal, vertical, înclinat), amplasarea în camera de apă sau pe conductă, funcționarea în sifon ș.a. Toate acestea impun ca turbinele mici să fie tratate, totuși, individual, atît în ceea ce privește concepția (chiar dacă volumul necesar e foarte redus), cît și execuția.

Turbinele mari se tratează ca unicate, fiecare fiind realizată pe baza parametrilor și cererilor impuse de beneficiari. Dacă asemenea cerințe se impun și la puteri sub 10.000 kW, turbinele vor fi tratate în regim de unicat.

Comitetul tehnic nr. 4 (Turbine hidraulice) din cadrul C.E.I. (Comitetul electrotehnic internațional) a dezbătut, în ședința din 16—20 martie 1981 de la Zürich, problema standardi-

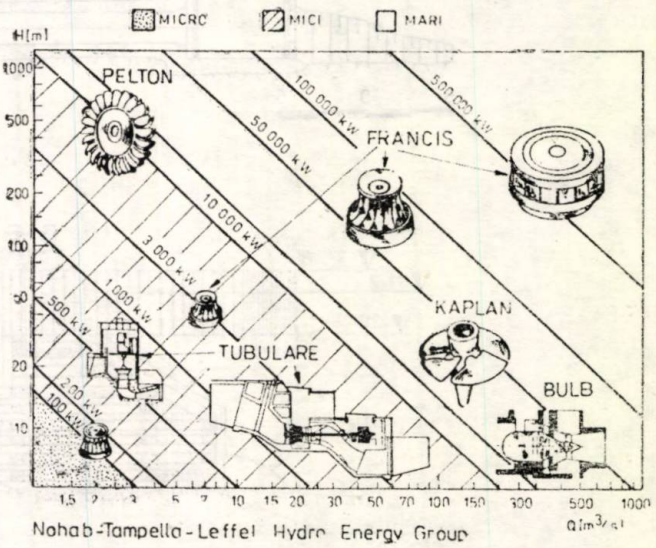


Fig. 3 Definirea turbinelor micro-mici-mari.

zării în domeniul sistemelor hidroenergetice mici, stabilind că această problemă este încă în stadiu de dezvoltare și o standardizare prematură poate duce la frînarea ideilor noi [10].

Pînă la stabilirea unor norme naționale sau internaționale termenul de micro, mini sau

mic (pentru turbine hidraulice) are mai mult un caracter calitativ și este bine să se convină asupra lui la începutul unor lucrări legate de acestea.

In ceea ce privește turbinele tipizate sau standardizate, se impun cîteva considerații. Este cunoscut faptul că prețul de cost specific (pe unitatea de putere sau de energie produsă) crește foarte mult, odată cu scăderea absolută a parametrilor (putere, energie produsă). Pentru a asigura un optimum economic și utilajelor mici se procedează, printre altele, și la tipizare.

Analizînd două centrale, una de putere mare și alta de putere mică, rezultă, la a doua, că ponderea echipamentului și a concepției atinge 60—75% față de 15—20% la amenajări mari [11] pentru baraj existent. Deci una din căile de creștere a economicității trebuie căutată în reducerea costului pentru concepție și echipamente. Firmele constructoare de turbine s-au adaptat la aceste cerințe procedînd la tipizarea turbinelor. Trebuie precizat, totuși, că o asemenea acțiune în domeniul turbinelor hidraulice are unele particularități care nu permit să se facă o tipizare totală, ci este vorba de tipizare de subansamble care cer o activitate spre exemplificare, tipizarea firmei Sommsand-Kwaerner din Norvegia.

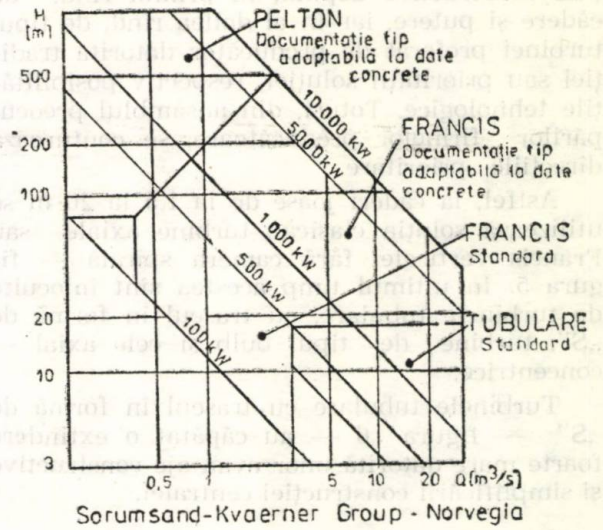


Fig. 4 Tipizarea turbinelor mici de către firma Sorumsand-Norvegia.

In final trebuie reținut că termenul generic adoptat la noi în țară de „microturbină hidraulică" necesită precizarea cantitativă care să-i delimiteze parametrii și soluțiile constructive.

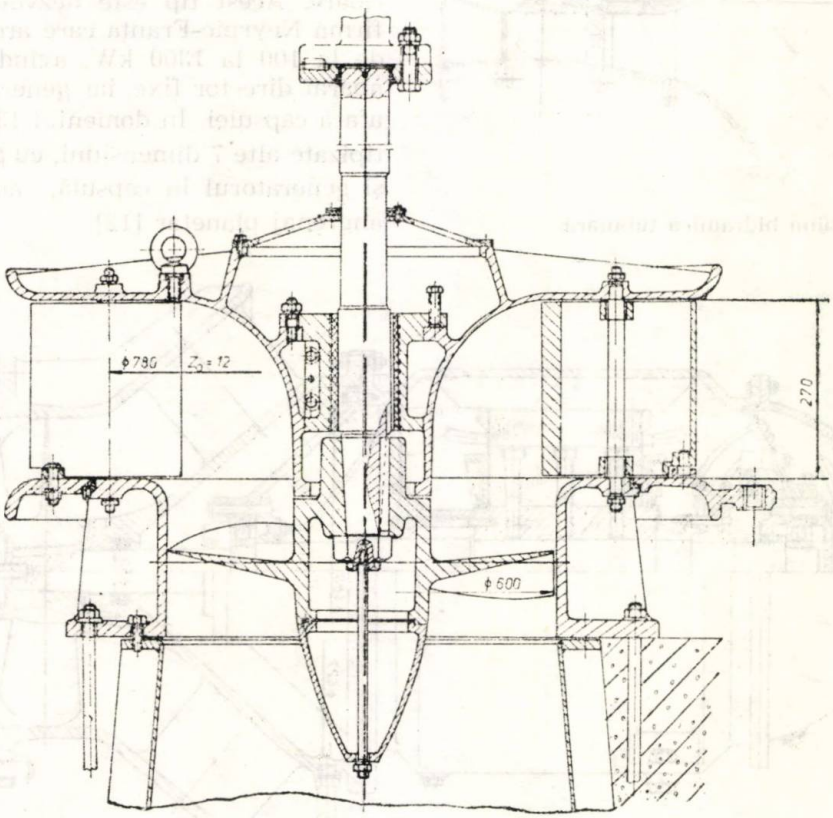


Fig. 5. Turbină axială de mică putere, verticală, fără cameră spirală.

de proiectare pentru fiecare caz în parte, dar de volum mai redus. În figura 4 se prezintă,

În nici un caz nu trebuie confundate microturbinele cu turbinele tipizate.

Soluții constructive pentru turbine. Soluțiile constructive depind, în primul rînd, de cădere și putere, iar în al doilea rînd, de tipul turbinei preferat de producător datorită tradiției sau priorității soluției, respectiv posibilitățile tehnologice. Totuși, din ansamblul preocupărilor firmelor producătoare, se conturează direcțiile prioritare.

Astfel, la căderi joase de la 1,5 la 20 m se utilizează soluția clasică : turbine axiale sau Francis verticale, fără camera spirală — figura 5. În ultimul timp acestea sînt înlocuite de turbinele tubulare, cu traseul în formă de „S", turbine de tipul bulb și cele axial — concentrice.

Turbinele tubulare cu traseul în formă de „S" — figura 6 — au căpătat o extindere foarte mare datorită unor avantaje constructive și simplificării construcției centralei.

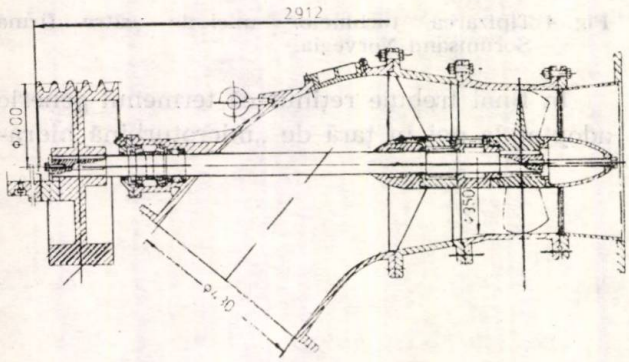


Fig. 6 Turbina hidraulică tubulară.

Totodată ele sînt ușor adaptabile la diferite configurații ale amenajării, putînd fi instalate orizontal, vertical și înclinat — figura 7.

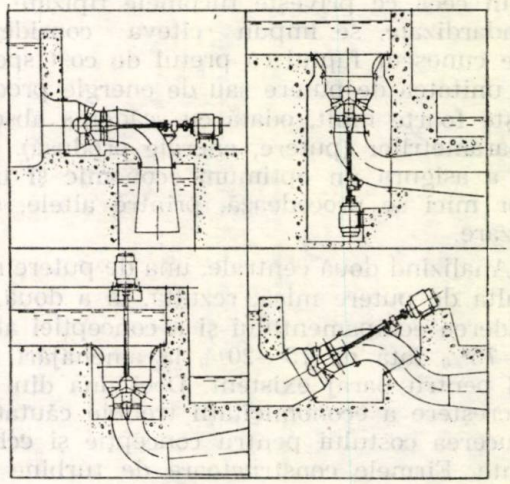


Fig. 7 Variante de amplasare a turbinei tubulare.

Turbinele de tip bulb — figura 8 — adecvate, de asemenea, căderilor joase, deși mai complicate constructiv și tehnologic, prezintă avantajul unor performanțe energetice superioare. Acest tip este dezvoltat, îndeosebi, de firma Neyrpic-Franța care are tipizate 7 tipuri, de la 100 la 1300 kW, avînd paletele rotor și aparat director fixe, iar generatorul este scos în afara capsulei. În domeniul 1300—5000 kW sînt tipizate alte 7 dimensiuni, cu palete rotor mobile și generatorul în capsulă, antrenat printr-un angrenaj planetar [12].

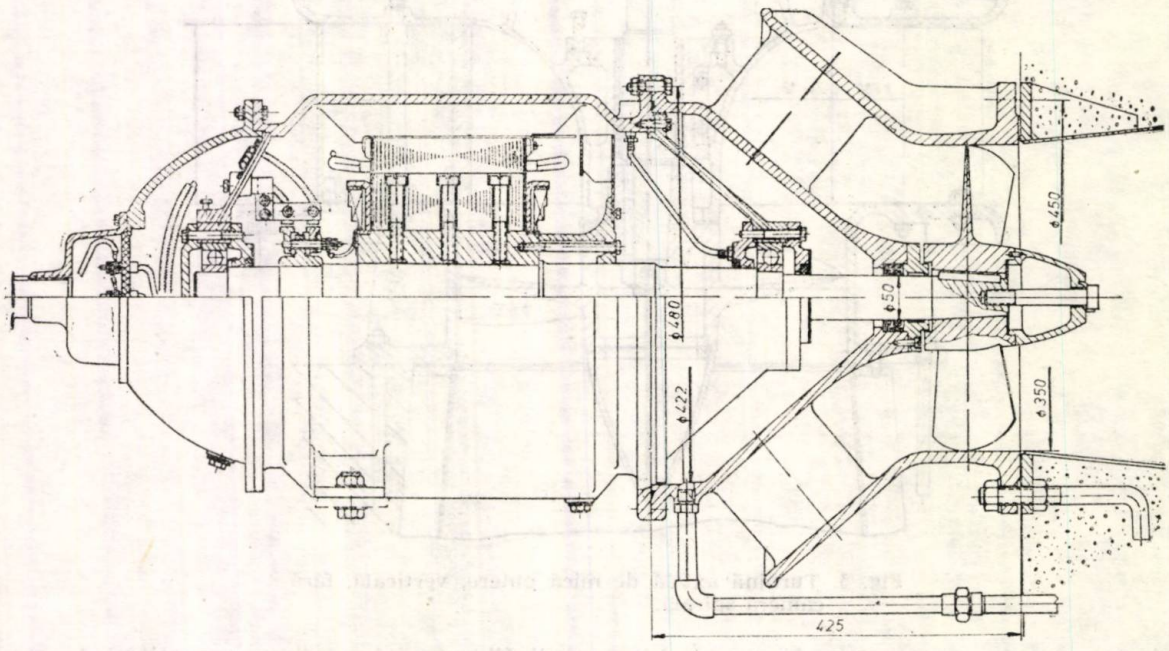


Fig. 8 Turbina de mică putere, de tip bulb, cu palete rotor și stator, fixe.

Turbina axial-concentrică, sau Straflo, realizată de firma Escher-Wyss, are rotorul generatorului fixat pe periferia rotorului turbinei (fig. 9) și prezintă un avantaj esențial datorită

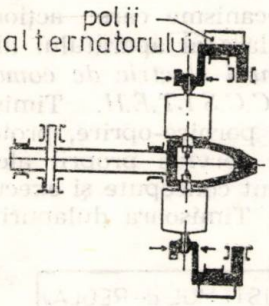


Fig. 9 Turbina axial-concentrică, sau STRAFLO.

compactității, în schimb execuția este deosebit de pretențioasă, pentru a putea realiza siguranța în exploatare, îndeosebi etanșarea rotorului generatorului [13].

Pentru căderi mai mari, de la 10 la 120 m, se utilizează — aproape în totalitate — turbine de tipul Francis orizontale, cuplate direct cu generatorul și avînd prevăzuți volanți pentru mărirea momentului de inerție (GD^2), în vederea creșterii stabilității în funcționare. În figura 10 se prezintă vederea de ansamblu a unei astfel de turbine.

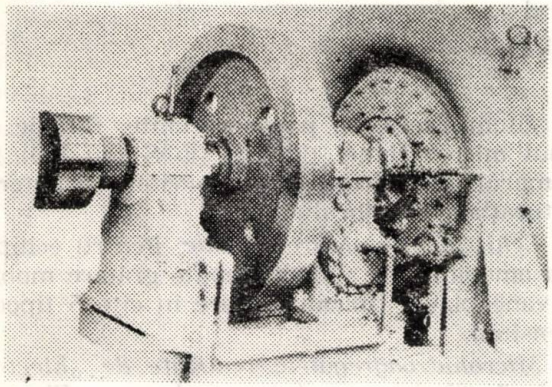


Fig. 10 Turbina Francis, orizontală, cu volant (fotografie).

Echipamentul electric. Acest echipament asigură transformarea energiei mecanice, de la arborele turbinei, în energie electrică și distribuirea acesteia la consumatori. Elementul cel mai important este generatorul electric. Soluțiile adoptate actualmente pe plan mondial cuprind utilizarea atît a generatoarelor asincrone cît și sincrone.

In cazul funcționării agregatului în paralel cu o rețea puternică, se recomandă utilizarea generatorului asincron pentru puteri de pînă la 1000 kW, sau (în urma unei analize mai atente) pînă la 5000 kW. Generatorul asincron poate fi utilizat și în cazul unor rețele izolate dar la puteri mici (<50 kW), autoexcitat cu o baterie de condensatori. Pentru puteri mai mari, costul bateriei de condensatori și reglajul devine neeconomic.

In cazul funcționării pe rețele izolate și la puteri mai mari, trebuie adoptat generatorul sincron. La rețele izolate, unde puterea generatorului este comparabilă cu a rețelei, generatorul sincron este necesar atît pentru a asigura tensiunea și frecvența constante, cît și pentru asigurarea sarcinii reactive necesare funcționării mașinilor asincrone.

Sistemul de excitație pentru generatoarele sincrone este de regulă cel static. La realizarea generatoarelor trebuie avută în vedere posibilitatea funcționării turbinei în regim de ambalare, deci la turații de 1,5 ÷ 2,5 ori turația nominală.

Reglajul de putere-frecvență. Asigurarea calității energiei livrate spre consumatori este realizată de un sistem de reglaj, care — în plus — asigură și funcțiunile de pornire-oprire și protejare a agregatului față de situațiile anormale (avarii în rețea, aruncări de sarcină, suprasarcini) și dă informații asupra parametrilor energiei furnizate și poziției organelor de reglare. Ca soluții adoptate se pot sintetiza :

— mărimea de comandă este de regulă turația agregatului sau frecvența ;

— organul pentru reglajul puterii este aparatul director sau paletele rotorului (la unele turbine bulb) ;

— elementele de execuție sînt în general servomotoarele hidraulice ;

— funcționarea pe o rețea izolată a generatorului asincron necesită reglajul de frecvență, soluția cea mai utilizată fiind cu absorbanți de energie. In cazul funcționării pe o rețea puternică acesta necesită doar un sistem de automatizare și protecție ;

— generatorul sincron presupune reglajul de frecvență și tensiune indiferent de modul de lucru.

Echipamentele dezvoltate în România

Pentru realizarea amenajărilor de mică putere, în România s-au conceput și realizat o serie de echipamente destinate acestui scop. Aceste echipamente s-au dezvoltat de C.C.S.I.T.E.H. împreună cu Intreprinderea de Construcții de Mașini Reșița, respectiv, cu „Electromotor" Timișoara și Intreprinderea de Utilaje și Piese de Schimb Reghin.

In sensul considerațiilor privind clasificarea, acestea pot fi grupate după cum urmează.

Microhidroagregatele realizate la CCSITEH Reșița. S-au conceput, realizat și încercat trei tipuri de microhidroagregate reprezentate în figura 11, [14, 16].

Se observă că sînt trei tipuri constructive de turbine hidraulice ; toate utilizează generatoare asincrone din fabricația de serie, autoexcitate cu baterii de condensatori în cazul funcționării pe rețele izolate.

Sistemele de reglaj sînt adaptate modului de funcționare și puterii agregatului. La puteri de pînă la 5 kW se utilizează regulatorul cu disipație de energie.

Turbine tipizate C.C.S.I.T.E.H. — I.C.M. Reșița. În gama de puteri 15 ÷ 1200 kW și căderi de la 2,5 la 110 m, s-au conceput și realizat turbine tipizate într-o gamă de 10

Sistemul de reglare aferent turbinelor tipizate. Gama tipizată fiind destinată funcționării în paralel cu rețeaua națională, iar sistemul de reglare este de tipul electromecanic, pe principiul „totul sau nimic". Sînt realizate 11 variante de mecanisme care acționează direct inelul de reglare al aparatului director.

Echipamentul electric de comandă și automatizare — C.C.S.I.T.E.H. Timișoara. Pentru comenzile de pornire-oprire, protecție, măsură și alimentare servicii proprii ale microhidroagregatelor sînt concepute și executate de către C.C.S.I.T.E.H. Timișoara dulapuri de comandă

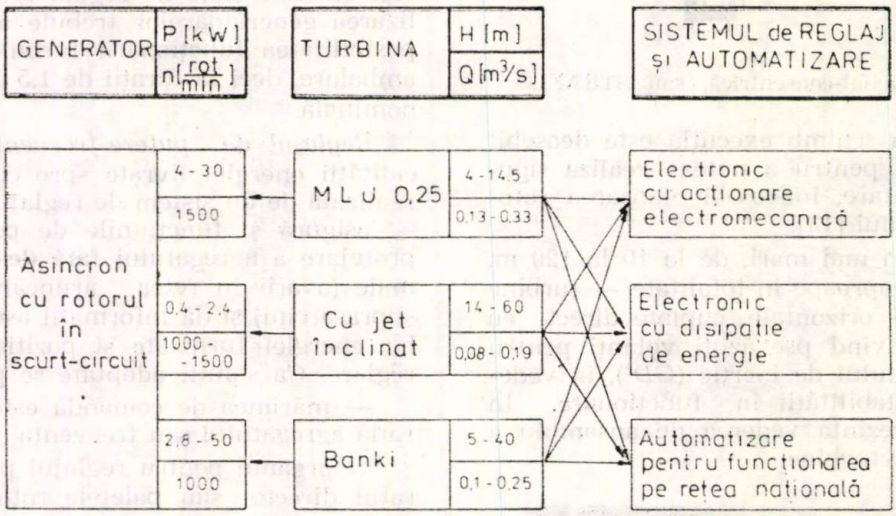


Fig. 11 Microhidroagregatele realizate la C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

tipodimensiuni : 5 turbine de tipul axial, elicoidal, orizontale, cu traseul în formă de „S" (EOS), avînd diametrele de 350, 500, 700, 900 și 1100 mm și 5 turbine de tipul Francis, orizontale, cu cameră spirală metalică cu turațiile specifice de 90, 125, 190 și 230 avînd diametrul rotor de 390, 570, 125, 190 și 230 mm. Gama tipizată de turbine acoperă domeniile din figura 12.

Turbinele se cuplează direct cu generatoarele. La turbinele Francis, funcție de caracteristicile amenajării, se prevăd volanți dimensionați după suprapresiunea maximă admisă în aducțiune.

Hidrogeneratoare tipizate C.C.S.I.T.E.H. — — I.C.M. Reșița. Pînă la puterea de 160 kW turbinele sînt cuplate cu generatoare provenind din motoare de fabricație de serie.

Gama de puteri 160—1200 kW este acoperită de 22 tipodimensiuni de generatoare asincrone, la tensiunea de 400 V și turații de la 300—1500 rot/min. Din aceste 22 tipuri, 15 sînt de fabricație curentă, iar 7 se realizează la comandă specială. Gama tipizată de generatoare asincrone este dată în figura 13.

și automatizare, în patru variante, funcție de tipul microturbinei tipizate (EOS sau FO), de numărul de hidroagregate servite, de puterea și turația generatorului.

Echipamentul hidromecanic. Pentru echiparea amenajărilor sînt concepute grătare mobile și vane plane, tipizate fiecare în cîte 5 tipodimensiuni.

Microhidroagregatele realizate de „Electromotor" Timișoara. Intreprinderea „Electromotor" realizează după concepție proprie microhidroagregate echipate cu turbine de tip Banki pentru căderi de la 1,5 la 60 m și puteri de la 5 la 100 kW. Generatorul electric este sincron, trifazat, autoexcitat. Sistemul de reglaj este electromecanic. Agregatele pot funcționa în regim autonom. Sînt concepute 13 tipodimensiuni.

Microhidroagregatele realizate de I.U.P.S. Reghin. Destinate funcționării în paralel cu sistemul energetic național, microhidroagregatele concepute și realizate de I.U.P.S. Reghin sînt formate din turbine de tip Banki, multiplicatoare de turație, motoare-generatoare din fabricația de serie și echipamentul electric de

comandă aferent. Realizate în gama de puteri de la 0,5—400 kW și căderi de la 2 la 60 m ele cuprind 7 tipodimensiuni.

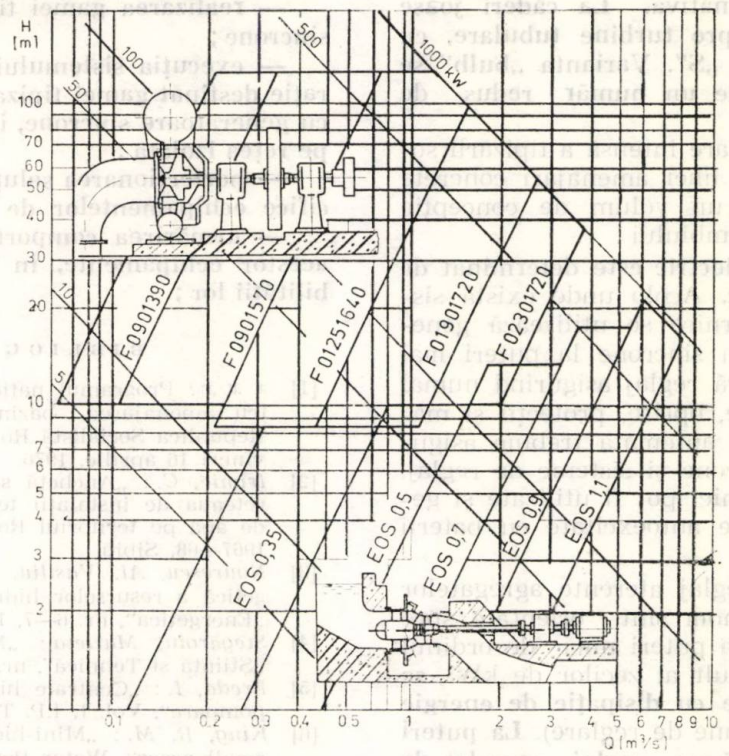


Fig. 12 Agregate Francis tipizate.

Concluzii

Sintetizînd elementele prezentate cît și analiza mai amănunțită a problemei realizării echipamentelor pentru amenajările hidroenergetice de mică putere rezultă :

— în contextul energetic actual, **valorificarea potențialului hidroenergetic de mică putere a determinat** reconsiderarea echipamentelor pentru puteri mici determinînd **o rapidă dezvoltare,** firmele specializate trecînd la realizarea lor fie independent, fie în multe cazuri prin cooperarea mai multor firme ;

— fiind încă în stadiu de dezvoltare, **soluțiile constructive optime tehnico-economic nu sînt încă precis conturate,** apelîndu-se atît la soluțiile clasice, cît și la încercări de noi variante și scheme constructive ;

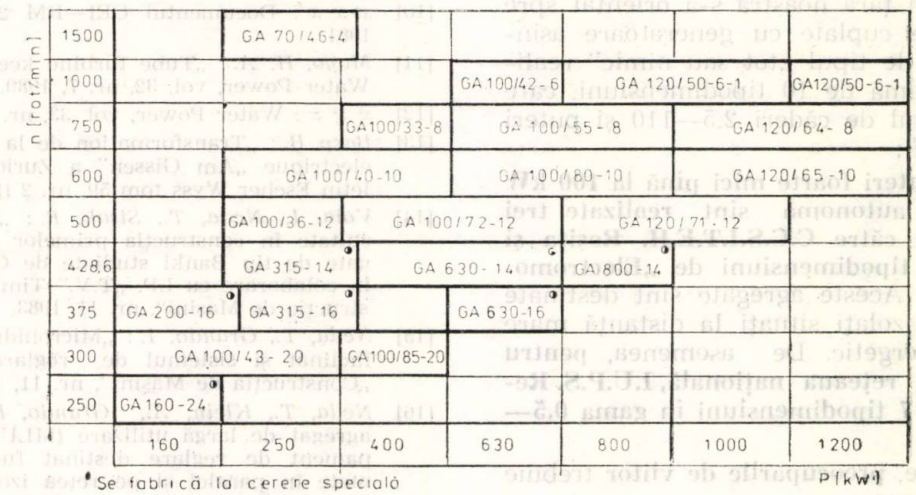


Fig. 13 Gama tipizată de generatoare asincrone C.C.S.I.T.E.H — I.C.M. Reșița.

— cu toate acestea în **domeniul căderilor considerate mari** pentru aceste agregate (pînă la 100—150 m) **soluția turbina Francis, orizontală, cu cameră spirală metalică rămîne deocamdată fără alternativă. La căderi joase orientările converg spre turbine tubulare, cu traseul în formă de „S". Varianta „bulb" se dezvoltă și ea, dar de un număr redus de firme ;**

— există o dezvoltare intensă a tipizării soluțiilor, dar în cazul unei amenajări concrete este necesar, totuși, un volum de concepție pentru realizarea ansamblului ;

— echipamentul electric este determinat de modul de funcționare. Acolo unde există sisteme energetice puternice se utilizează generatoare asincrone, sau sincrone la puteri mai mari de 1000 kW, fără reglaj asigurînd numai funcțiunile de pornire, oprire, protecții și măsură. La funcționarea automată trebuie asigurate generatoare sincrone și sisteme de reglaj, dar la puteri foarte mici pot fi utilizate și generatoarele asincrone autoexcitate cu baterii de condensatoare.

— sistemele de reglaj aferente agregatelor ce funcționează autonom sînt orientate spre următoarele soluții : la puteri mici de ordinul kilowaților sau cel mult al zecilor de kW **se utilizează regulatoare cu disipație de energie** (agregatul nu are organe de reglare). **La puteri mai mari se realizează un reglaj complet de turație-putere. Tendința de electronizare a reglajului este foarte puternică ;**

— pentru asigurarea unei eficiențe maxime, alături de tendința de tipizare, se impune extinderea gamei de tipodimensiuni pentru funcționarea agregatelor la randamente ridicate. Dispunînd de un sistem național puternic fabricația de echipamente hidroenergetice de mică putere din țara noastră s-a orientat spre turbine tipizate cuplate cu generatoare asincrone și reglaj de tipul „tot sau nimic" realizînd astfel o gamă de 10 tipodimensiuni, care acoperă domeniul de căderi 2,5—110 și puteri pînă la 1200 kW ;

— pentru puteri foarte mici pînă la 100 kW și funcționarea autonomă sînt realizate trei constructive de către C.C.S.I.T.E.H. Reșița și o gamă de 13 tipodimensiuni de „Electromotor" Timișoara. Aceste agregate sînt destinate consumatorilor izolați situați la distanță mare de sistemul energetic. De asemenea, **pentru funcționarea la rețeaua națională, I.U.P.S. Reghin realizează 7 tipodimensiuni în gama 0,5—400 kW.**

În continuare, **preocupările de viitor** trebuie să fie orientate spre :

— extinderea gamei de tipodimensiuni astfel ca acoperirea întregului domeniu de căderi și debite să se facă cu agregate funcționînd la randamente optime ;

— realizarea gamei tipizate de generatoare sincrone ;

— execuția sistemului de reglaj putere-turație destinat gamei tipizate de turbine, cuplate cu generatoare sincrone, în vederea funcționării pe rețea izolată ;

— perfecționarea soluțiilor constructive specifice echipamentelor de mică putere ;

— urmărirea comportării în exploatare a acestor echipamente, în vederea creșterii fiabilității lor ;

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x* : Programul național de perspectivă pentru amenajarea bazinelor hidrografice din Republica Socialistă România" Ziarul „Scînteia", vineri 16 aprilie, 1976.

[2] *Irimie, C.* : „Anchetă statistică în legătură cu rețeaua de instalații tehnice populare acționate de apă pe teritoriul României". În „CIBINUM", 1967—68, Sibiu.

[3] *Nourescu, Al., Vasiliu, Al.* : „Valorificarea energetică a resurselor hidraulice din România". În „Energetica", nr. 6—7, 1974, pag. 224—240.

[4] *Stegăroiu, Marieta* : „Microhidrocentrale". În „Știință și Tehnică", nr. 10—1980.

[5] *Preda, I.* : „Centrale hidroelectrice și stații de pompare". Vol. I, I.P. Timișoara, 1978.

[6] *King, R. M.* : „Mini-hidro developements for small areas". Water Power, nr. 1, 1979.

[7] *Voia, I.* : „Probleme tehnico-economice ale utilizării potențialului microhidroenergetic". Simpozionul „10 ani de realizări în gospodărirea apelor în județul Caraș-Severin", Reșița, 1981.

[8] *Voia, I., Voia, Iulia* : „Amenajări hidroenergetice de mică putere". A V-a sesiune tehnico-științifică, I.R.E. Suceava, 1982.

[9] *Voia, I., Voia, Iulia* : „Tipuri constructive de microturbine și domeniile lor de utilizare". A V-a sesiune tehnico--științifică, I.R.E. Suceava 1982.

[10] *x x x* : Documentul CEI—RM 2396 TC 4, iulie, 1981.

[11] *Mayo, H. A.* : „Tube turbine keeps costs down", Water Power, vol. 32, nr. 7, 1980.

[12] *x x x* : Water Power, vol. 33, nr. 11-1981, pag. 14.

[13] *Barp B.* : „Transformation de la centrale hydroélectrique „Am Gissen" a Zurich-Hoengg. Bulletin Escher Wyss tom 59, nr. 2 1979.

[14] *Voia, I., Neda, T., Sisak, E.* : „Realizări și rezultate în construcția primelor microhidroagregate de tip Banki studiate de CCSITEH Reșița în colaborare cu I.P. „T.V." Timișoara. În „Construcția de Mașini", nr. 11, 1983.

[15] *Neda, T., Grando, I.* : „Microhidroagregat cu jet înclinat și sistemul de reglare aferent". În „Construcția de Mașini", nr. 11, 1983.

[16] *Neda, T., Klein, A., Grando, I.* : „Microhidroagregat de largă utilizare (MLU—0,250) și echipament de reglare destinat funcționării automate în paralel și pe rețea izolată". În „Construcția de Mașini", nr. 11, 1983.

CZ : 621.24

Gama tipizată de microturbine hidraulice de tip EOS

Ing. Mihai **CSONTI**, ing. Ioan **HOȚA** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Valorificarea integrală a potențialului hidroenergetic secundar de care dispune România necesită realizarea unui număr însemnat de microhidrocentrale (MHC) cu un aport important în bilanțul energetic național.

In cincinalul 1981—1985 sînt prevăzute a se amenaja 600 MHC, echipate cu un număr de 1500 microhidroagregate, cu o putere totală instalată de 250 MW, dintre care aproximativ jumătate sînt amenajări de joasă cădere.

Pentru echiparea MHC avînd căderile cuprinse între $2 \div 20$ m, C.C.S.I.T.E.H. Reșița a elaborat și lansat în fabricație documentația de execuție pentru o gamă tipizată de microturbine hidraulice pentru o serie de 5 tipodimensiuni, turbinele fiind de tip elicoidal (E), în dispunere orizontală (0), cu circuitul hidraulic în formă de „S" (EOS).

Dimensionarea microturbinelor (MT) s-a făcut în baza unui model hidraulic încercat în cadrul laboratorului C.C.S.I.T.E.H. — Reșița, din dorința acoperirii întregului domeniu caracteristic al amenajărilor de joasă cădere posibile, cu un număr minim de tipodimensiuni. Au rezultat următoarele valori caracteristice ale diametrului : 350 ; 500 ; 700 ; 900 și 1100 mm.

Domeniul concret de debite și căderi acoperit de către fiecare tipodimensiune, în condițiile funcționării la diverse turații, este indicat în figura 1.

Acoperirea domeniilor de funcționare este posibilă prin păstrarea la valoare constantă a unghiului de instalare al paletelor rotorului de $\varphi = 0^0$; reglarea debitului turbinat se realizează prin prevederea unui aparat director cu palete reglabile. Pentru extinderea domeniului de funcționare este posibilă instalarea paletelor rotorului și la alte unghiuri relative de instalare.

Fiecare microturbină funcționînd la diverse turații nominale poate absorbi debite și realiza puteri în limitele menționate în tabelul 1.

Pentru fiecare tipodimensiune și o anume turație nominală, s-a trasat caracteristica de exploatare în coordonatele cădere (H) — debit (Q), cuprinzînd curbele de egală putere (P), egal randament (η), egală turație de ambalare (n_a) și egală deschidere unghiulară a paletelor aparatului director (α_0). Spre exemplificare, în figura 2 este redată caracteristica de exploatare pentru microturbina EOS cu diametrul rotorului de 1100 mm avînd turația nominală (n) de 300 rot/min.

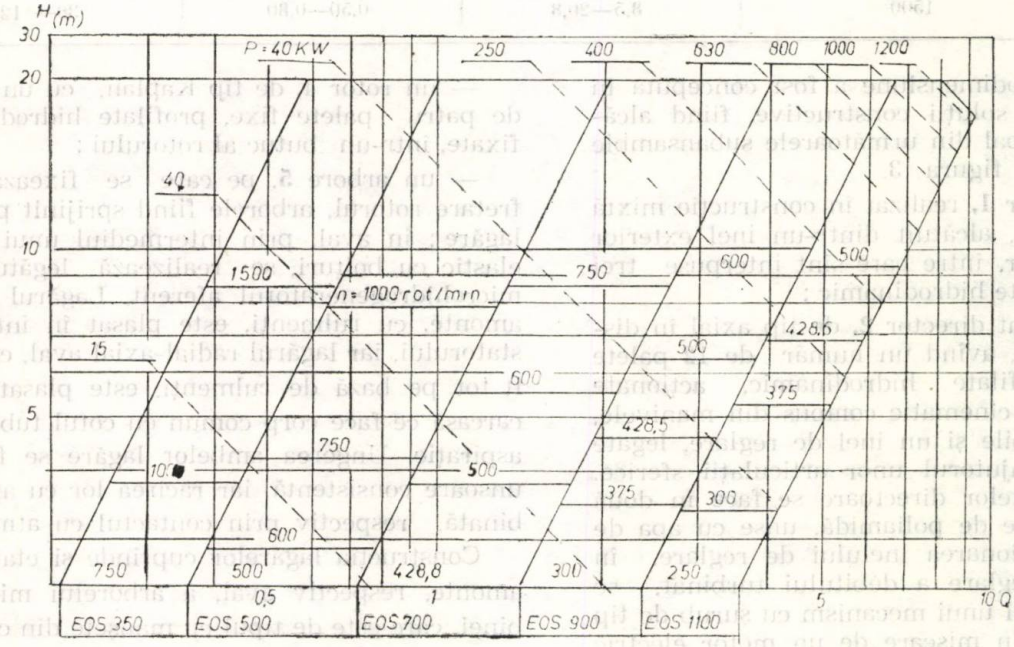


Fig. 1 Domeniul de funcționare al microturbinelor EOS.

Caracteristici tehnice principale

Tabelul 1

Diametrul rotorului D_1 [mm]	Turația nominală n [rot/min]	Căderea netă H [m]	Debitul absorbit Q [m³/sec]	Puterea la cuplă P [kW]
1100	250	2,3— 5,7	2,6—4,1	45— 180
	300	3,4— 8,2	3,1—4,9	80— 310
	375	5,2—12,9	3,9—6,2	150— 610
	428,7	6,9—16,8	4,5—7,0	225— 910
	500	9,3—22,9	5,2—8,2	360—1440
900	300	2,2— 5,5	1,7—2,7	27— 110
	375	3,5— 8,6	2,1—3,4	53— 214
	428,6	4,6—11,2	2,4—4,6	79— 387
	500	6,2—15,3	2,9—4,5	126— 507
	600	9,0—22,0	2,8—6,5	182—1063
700	428,6	2,8— 6,8	1,2—2,1	22— 107
	500	3,8— 9,2	1,3—2,1	35— 144
	600	5,4—13,3	1,6—3,0	62— 302
	750	8,5—20,8	2,0—3,8	121— 590
500	500	1,9— 4,7	0,5—0,7	6— 27
	600	2,8— 6,8	0,6—0,8	11— 46
	750	4,3—10,6	0,7—1,1	22— 90
	1000	7,7—18,9	1,0—1,5	53— 214
350	600	1,4— 3,3	0,2—0,26	2— 8
	750	2,1— 5,2	0,25—0,4	4— 15
	1000	3,8— 9,2	0,34—0,53	9— 36
	1500	8,5—20,8	0,50—0,80	30— 122

Fiecare tipodimensiune a fost concepută în baza aceleiași soluții constructive, fiind alcătuită în principal din următoarele subansamble prezentate în figura 3.

— un stator **1,** realizat în construcție mixtă (turnat-sudată), alcătuit dintr-un inel exterior și unul interior, între care sînt interpuse trei coloane profilate hidrodinamic ;

— un aparat director **2,** de tip axial în dispunere radială, avînd un număr de 12 palete reglabile profilate hidrodinamic, acționate printr-un lanț cinematic compus din manivele, pîrghii reglabile și un inel de reglare, legate între ele cu ajutorul unor articulații sferice. Ghidarea paletelor directoare se face în două lagăre cu bucșe de poliamidă, unse cu apa de turbinare. Acționarea inelului de reglare, în procesul de reglare a debitului turbinat, se face cu ajutorul unui mecanism cu șurub de tip REGMO, pus în mișcare de un motor electric de curent continuu ;

— un tub de aspirație **3**, alcătuit dintr-un cot aspirator și un con ce face legătura la partea din beton a tubului, ambele în construcție sudată, între care este interpus un compensator de montaj ;

— un rotor **4,** de tip Kaplan, cu un număr de patru palete fixe, profilate hidrodinamic, fixate, într-un butuc al rotorului ;

— un arbore **5**, pe care se fixează prin fretare rotorul, arborele fiind sprijinit pe două lagăre ; în aval, prin intermediul unui cuplaj elastic cu bolțuri, se realizează legătura cu microhidrogeneratorul aferent. Lagărul radial-amonte, cu rulmenți, este plasat în interiorul statorului, iar lagărul radial-axial aval, construit tot pe bază de rulmenți, este plasat într-o carcasă ce face corp comun cu cotul tubului de aspirație. Ungerea ambelor lagăre se face cu unsoare consistentă, iar răcirea lor cu apa turbinată, respectiv prin contactul cu atmosfera.

Construcția lagărelor cuprinde și etanșarea-amonte, respectiv aval, a arborelui microturbinei, care este de tipul cu manșete din cauciuc, cu buză de etanșare.

Fixarea microturbinei față de partea de construcție a MHC se face prin intermediul unor tălpi ce fac corp comun cu statorul și cu cotul tubului de aspirație, respectiv prin îmbetonarea conului aspirator.

Principalele dimensiuni de gabarit ale gamei tipizate de microturbine EOS sînt prezentate în tabelul 2.

Microturbinele pot fi cuplate direct cu generatoare sincrone sau asincrone, dimensionate să funcționeze de durată la turația de ambalare, caz în care MHC poate funcționa conectată la rețeaua națională sau pe o rețea izolată. În figura 4 este redată schema generală de amplasare a echipamentelor, în cadrul unei MHC echipate cu microturbine EOS.

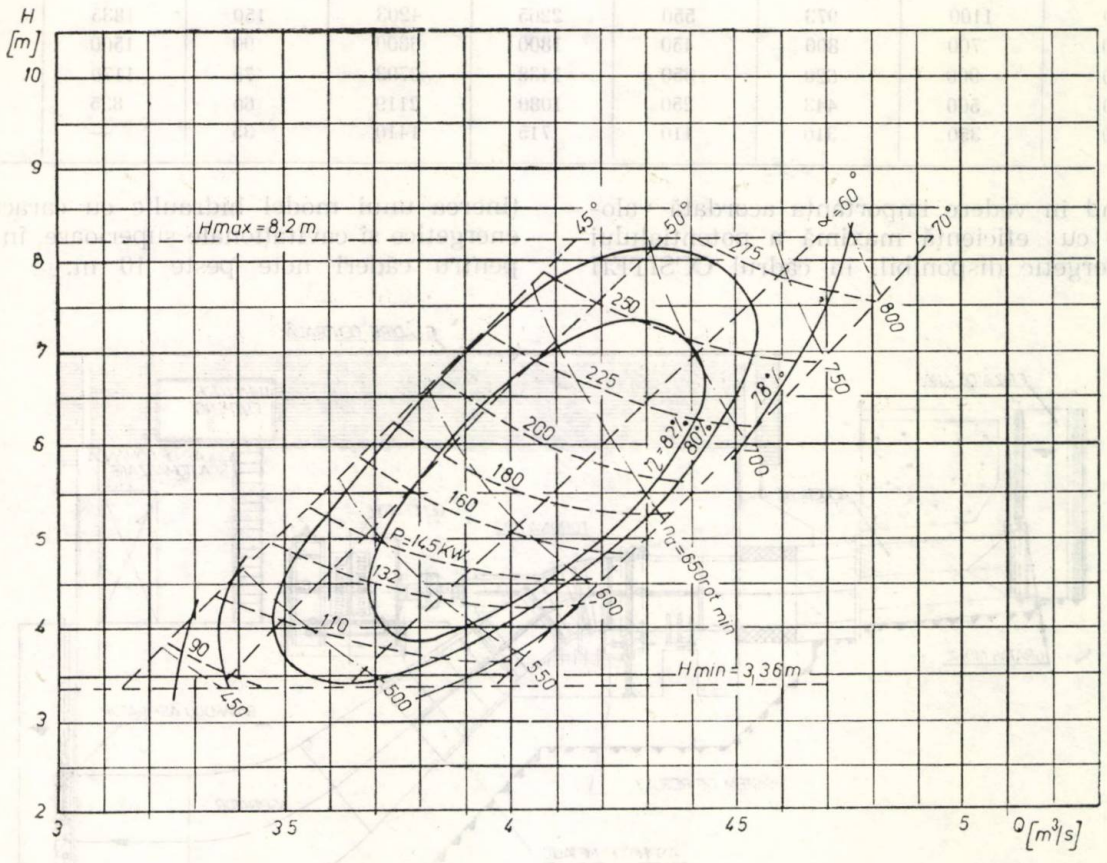


Fig. 2 Caracteristica de exploatare.

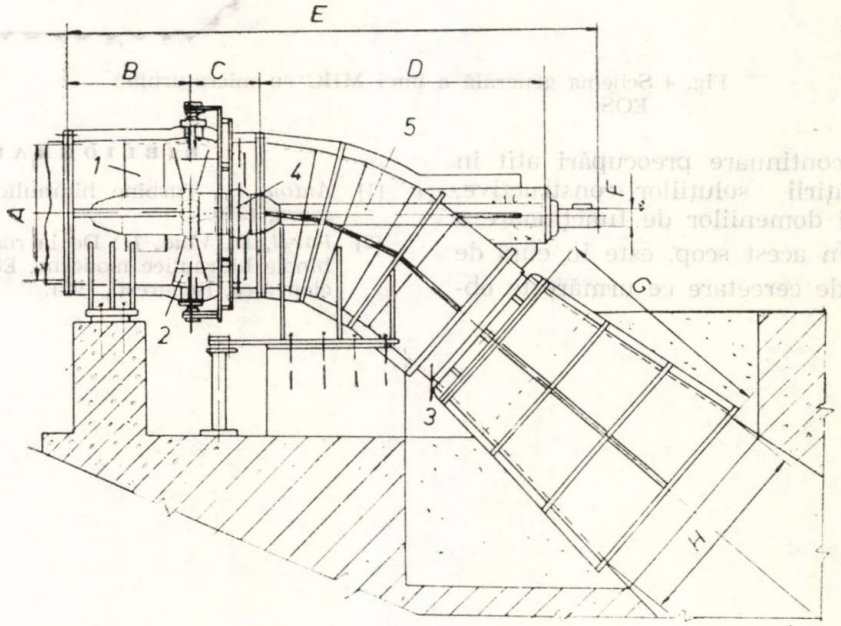


Fig. 3 Componența constructivă a microturbinelor EOS.

Caracteristici dimensionale

Tabelul 2

Diametrul rotorului	Mărimea							
	A	B	C	D	E	F	G	H
1100	1100	973	550	2265	4203	150	1835	1540
900	700	800	450	1800	3300	90	1500	1260
700	900	620	350	1438	2793	75	1170	980
500	500	443	250	1080	2119	60	835	700
350	350	310	110	715	1410	35	—	725

Avînd în vedere importanța acordată valorificării cu eficiență maximă a potențialului hidroenergetic disponibil, în cadrul CCSITEH ținerea unui model hidraulic cu caracteristici energetice și cavitaționale superioare, în special pentru căderi nete peste 10 m.

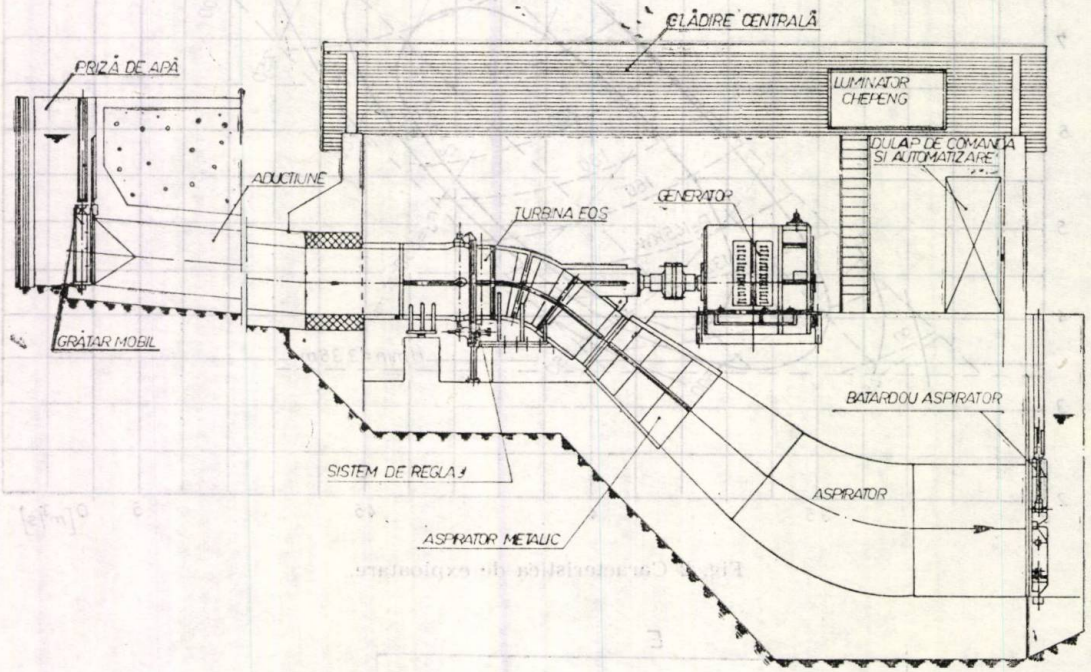


Fig. 4 Schema generală a unei MHC cu microturbină EOS.

Reșița există în continuare preocupări atît în vederea îmbunătățirii soluțiilor constructive, cît și a extinderii domeniilor de funcționare a microturbinelor. În acest scop, este în curs de derulare o temă de cercetare ce urmărește ob-

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, I.*: Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara, 1979.

[2] *Pavel, D., Voia, I.*: De la roata cu făcaie la turbinele hidraulice moderne, Ed. Științifică și enciclopedică, București, 1981.

CZ : 621.24

Turbine Francis pentru microhidrocentrale. Tipodimensiuni, variante constructive și simbolizarea lor

Ing. Gheorghe **HERMAN**, ing. Conrad **MÄRZ**, ing. Ilie **ROGOBETE**, ing. Gabriel **SCHWEIGER** — Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice (C.C.S.I.T.E.H.) Reșița

Pentru valorificarea mai intensă a întregului potențial hidroenergetic al țării, se prevede construirea a circa 1000 microhidroagregate, cu o putere instalată totală de un milion kilowați.

La realizarea acestor sarcini C.C.S.I.T.E.H. Reșița a adus o însemnată contribuție pentru elaborarea proiectelor necesare.

Prin clasificările și simbolizările realizate se urmărește asigurarea unui grad maxim de tipizare și reutilizare pentru diversificarea (prin variante ale tipodimensiunilor reprezentative) necesară la acoperirea diferitelor situații de echipare și funcționare a microhidrocentralelor.

Microturbinele de tip „FO" sînt destinate echipării microhidrocentralelor care au căderi nete cuprinse între 10 m și 125 m, cu un debit de 0,1 m³/sec. la 4 m³/sec., acoperind o gamă de puteri de maximum 100 KW, după cum rezultă din figura 1.

căror performanțe optime (turație, cădere, debit și putere la cuplă), ca și valorile maxime pentru turația de ambalare și înălțime de aspirație admisă, la deschiderea maximă a turbinei, rezultă din tabelul 1.

Domeniul de utilizare al tipodimensiunilor de bază este mult extins față de regimurile optime din tabelul 1 și este ilustrat în schema **Q—H** din figura 1.

Valorile turației de ambalare maximă și ale înălțimii de aspirație admise pot să difere foarte mult de valorile prezentate informativ în tabelul 1, fiind funcție de regimul de încărcare maximă efectivă a turbinei într-o microhidrocentrală dată.

Pentru stabilirea caracteristicilor efective ale turbinei destinate unei anumite hidrocentrale și definirea corectă a variantei constructive ce urmează a fi livrată, este necesară completarea de către beneficiar a unei fișe tehnice

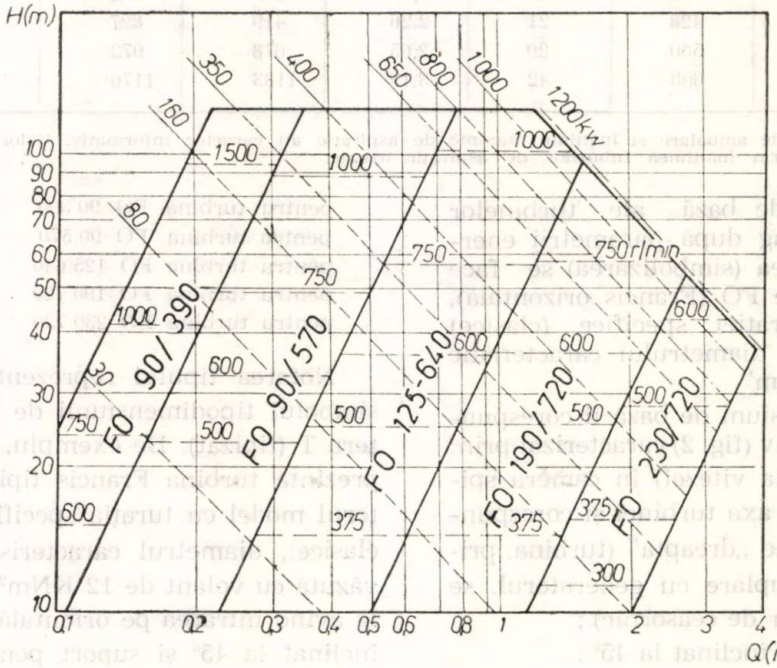


Fig. 1 Domeniul de aplicare a turbinelor FO tipizate.

Gama tipizată de turbine FO prevăzută în programul de fabricație al I.C.M. Reșița cuprinde 5 (cinci) tipodimensiuni de bază, ale

de comandă (model existent la C.C.S.I.T.E.H. Reșița), pe baza căreia se completează de C.C.S.I.T.E.H. Reșița fișa tehnică de garanții.

Performanţele turbinelor FO în regim optim de funcţionare

Tabelul 1

Tipodimensiune de bază	Regim optim				Deschidere maximă	
	Turaţie [rpm]	Cădere [m]	Debit [m³/s]	Putere [kW]	Turaţie de ambalare [rpm]	Înălţime de aspiraţie admisă [m]
FO 90/390	600	15	0,102	13,0	993	7,7*
	750	23	0,126	24,7	1230	7,1*
	1000	41	0,169	59,1	1642	6,4*
	1500	92	0,254	199,4	2460	4,2
FO 90/570	500	22	0,265	50,3	823	7,3*
	600	31	0,314	84,0	977	6,7*
	750	49	0,395	167,1	1230	6,0*
	1000	87	0,527	395,8	1636	4,4*
FO 125/640	375	15	0,48	64	557	6,4*
	428	20	0,56	99	636	5,6*
	500	27	0,65	155	743	4,9*
	600	38	0,77	258	890	3,4*
	750	60	0,97	514	1114	1,3
	1000	106	1,28	1200	1485	—3
FO 190/720	375	14	1,20	148	675	7,6*
	428	19	1,40	235	787	6,4*
	500	26	1,64	376	920	5,7*
	600	37	1,96	640	1098	4,7*
	750	58	2,45	(1255)	1375	2,7
FO 230/720	300	10	1,55	137	570	7,1*
	375	16	1,97	278	722	6,2*
	428	21	2,26	419	827	5,5*
	500	29	2,65	678	972	4,6*
	600	42	3,19	1183	1170	3,0

NOTA. Valorile turaţiei de ambalare şi înălţimii maxime de aspiraţie au caracter informativ. Valorile cu semnul * depăşesc valorile impuse prin înălţimea tuburilor de aspiraţie uzuale.

Tipodimensiunile de bază ale turbinelor Francis mici se disting după parametrii energetici specifici. Notarea (simbolizarea) se face prin grupul de litere FO (Francis orizontală), urmat de valoarea turaţiei specifice (clasice) raportată la valoarea diametrului caracteristic rotor exprimată în „mm".

Fiecărei tipodimensiuni de bază îi corespunde un tip reprezentativ (fig. 2) caracterizat prin:

— intrarea (direcţia vitezei) în camera spirală pe orizontală sub axa turbinei şi corespunzînd sensului de rotaţie „dreapta" (turbina, privită din partea de cuplare cu generatorul, se roteşte în sensul acelor de ceasornic) ;

— tub de aspiraţie înclinat la 45° ;

— acţionarea electromecanică fixată pe camera spirală ;

— arborele turbinei susţinut pe două lagăre active, unul radial axial şi unul radial şi cuprinzînd un volant la valorile :

pentru turbina FO 90/390 2,5 KNm² ;
pentru turbina FO 90/570 12 KNm² ;
pentru turbina FO 125/640 12 KNm² ;
pentru turbina FO 190/720 40 KNm² ;
pentru turbina FO 230/720 50 KNm² ;

Notarea tipului reprezentativ se face prin simbolul tipodimensiunii de bază urmat de litera T (tipizat). De exemplu, FO 125/640-T reprezintă turbina Francis tipizată, utilizînd rotorul model cu turaţia specifică de 125 (unităţi clasice), diametrul caracteristic 640 mm, prevăzută cu volant de 12 KNm², cu camera spirală avînd intrarea pe oriontală, tub de aspiraţie înclinat la 45° şi suport pentru fixarea mecanismului electromecanic de acţionare.

Prin modificarea componenţei subansamblelor componente ale tipului reprezentativ (fig. 2), se obţin diferite variante constructive după cum urmează :

— prin eliminarea volantului se obține turbina Francis, orizontală, fără volant, cu un singur lagăr, lagărul radial-axial (fig. 3) ;

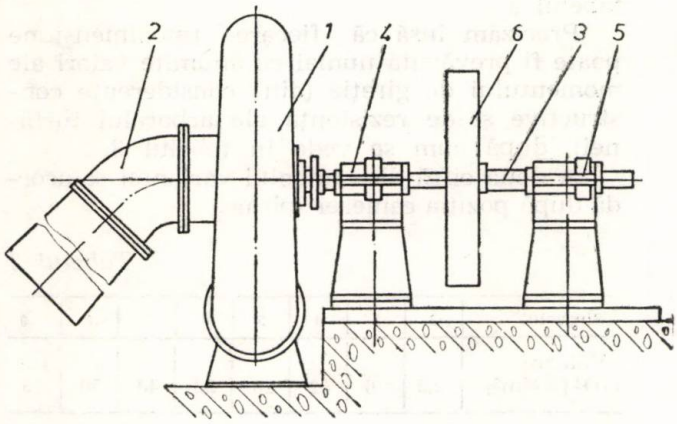


Fig. 2 Turbina FO — tipul reprezentativ.
1 — cameră spirală ; 2 — tub de aspirație ; 3 — arborele turbinei ; 4 — lagăr radial-axial ; 5 — lagăr radial ; 6 — volant.

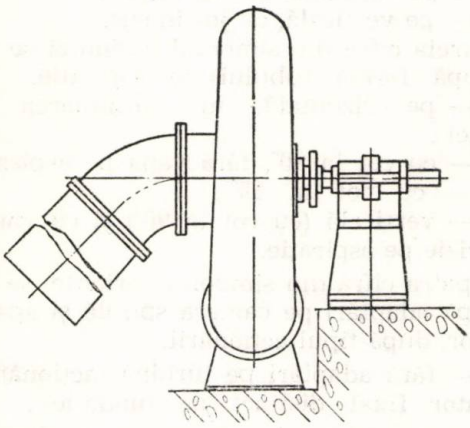


Fig. 3 Turbina FO fără volant.

— prin montarea rotorului turbinei pe consola arborelui generatorului, rezultă varianta fără volant și fără lagăre portante proprii (fig. 4).

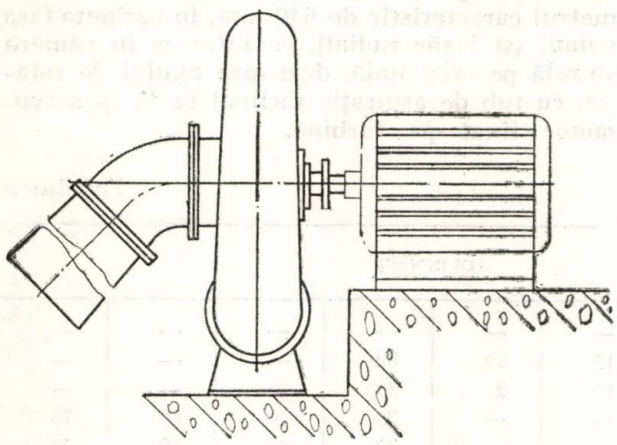


Fig. 4 Turbina FO pe consola generatorului.

Soluția cu rotorul turbinei montat pe consola arborelui generatorului se poate adopta numai în cazul unor generatoare speciale avînd un arbore prelungit, prin consola necesară turbinei și cu lagăre dimensionate astfel încît să preia și încercările, inclusiv împingerea axială provenită de la turbină. În acest caz, dacă condițiile de acționare sau reglaj impun o anumită valoare a momentului de giratie, aceasta se realizează printr-o dimensionare corectă a generatorului sau prin introducerea unui volant în consola generatorului opusă tubinei.

Inlocuind la tipul reprezentativ cotul tubului de aspirație înclinat la 45°, printr-unul înclinat la 90° rezultă varianta cu tub de aspirație vertical (fig. 5), iar eliminîndu-l complet se

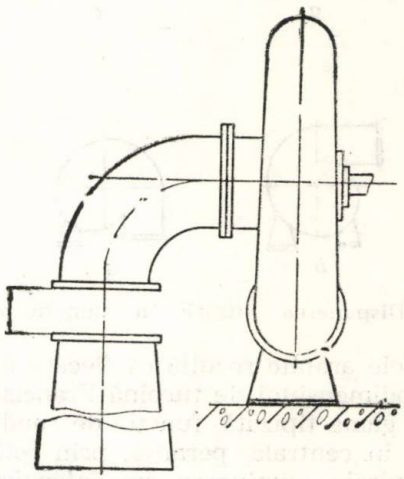


Fig. 5 Turbina FO cu tub de aspirație vertical.

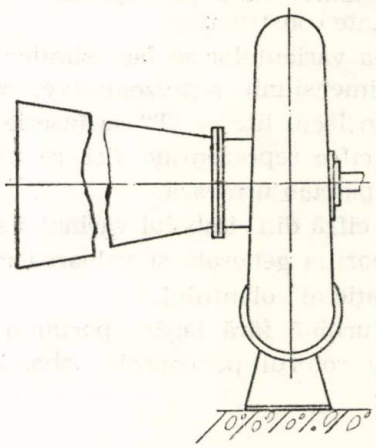


Fig. 6 Turbina FO cu tub de aspirație orizontal.

obține varianta cu tub de aspirație orizontal (fig. 6). Varianta cu tub de aspirație vertical poate fi prevăzută, sau nu, cu vană de aspirație. Se recomandă folosirea vanei de aspirație în situațiile unor variații ale nivelului aval, dacă în timpul reviziilor este necesară izolarea față de apa din aval.

Funcție de condițiile de racordare la conducta forțată, pot interveni 4 variante în ceea ce privește orientarea secțiunii de intrare în camera spirală, cu condiția menținerii sensului de rotație dreapta :

— orizontală, sub axa de rotație (fig. 7, a) ;

— orizontală, deasupra axei de rotație (fig. 7, b) ;

— verticală, de sus în jos (fig. 7, c) ;

— verticală, de jos în sus (fig. 7, d).

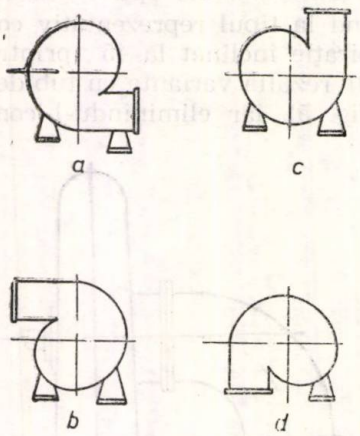


Fig. 7 Dispunerea intrării în camera spirală.

Din cele arătate rezultă că fiecare din cele cinci tipodimensiuni de turbină Francis orizontală, din gama tipizată, funcție de condițiile de instalare în centrală, permite, prin rotirea camerei spirale, eliminarea, sau înlocuirea unor subansamble (cotul tubului de aspirație, volant, lagăre portante, vană pe aspirație), realizarea a 72 variante constructive.

Notarea variantelor se face similar cu notarea tipodimensiunii reprezentative, cu deosebirea că în locul literei „T" se înscrie un grup de patru cifre reprezentînd fiecare natura variantei după cum urmează.

Prima cifră din simbolul variantei se acordă după dispoziția generală și valoarea momentului de giratie al volantului.

0 — turbină fără lagăre portante și fără volant, cu rotorul pe consola arborelui generatorului ;

1 — turbină cu lagăr radial-axial fără volant.

Pentru variantele cu volant, simbolul se acordă după valoarea momentului de giratie, tabelul 2.

Precizăm însă că fiecare tipodimensiune poate fi prevăzută numai cu anumite valori ale momentului de giratie (din considerente constructive și de rezistență ale arborelui turbinei), după cum se vede în tabelul 3.

A doua cifră din simbolul variantei se acordă după poziția camerei spirale.

Tabelul 2

Simbolul	2	3	4	5	6	7	8	9
Valoare GD^2 [KNm²]	2,5	6	12	20	30	40	50	75

0 — pe orizontală, sub axul de rotație ;

1 — pe orizontală, deasupra axului de rotație ;

2 — pe verticală, de sus în jos ;

3 — pe verticală, de jos în sus.

A treia cifră din simbolul variantei se acordă după forma tubului de aspirație.

0 — pe orizontală, în continuarea axei turbinei ;

1 — cu cot la 90°, fără vană pe aspirație ;

2 — cu cot la 45° ;

7 — verticală (cu cot la 90°) și cu vană de de revizie pe aspirație.

A patra cifră din simbolul variantei se acordă după adaptări pe camera spirală și aparatul director, după tipul acționării.

0 — fără adaptări pe turbină (acționări sau regulator fixat distinct pe fundație) ;

1 — mecanism electromecanic cu dispozitiv REGMO ;

2 — servomotor fixat pe turbină și inclus în componența turbinei ;

De exemplu, FO 125 640—1122 reprezintă turbina Francis tipizată, utilizînd rotorul model cu turația specifică de 125 (unități clasice), diametrul caracteristic de 640 mm, în varianta fără volant (și lagăr radial), cu intrarea în camera spirală pe orizontală, deasupra axului de rotație, cu tub de aspirație înclinat la 45° și servomotor fixat pe turbină.

Tabelul 3

Tipodimensiune turbină	GD^2 [KNm²]							
FO 90/390	2,5	6	—	—	—	—	—	—
FO 90/570	—	6	12	20	30	—	—	—
FO 125/640	—	6	12	20	30	—	—	—
FO 190/720	—	—	—	—	30	40	50	75
FO 230/720	—	—	—	—	30	40	50	75

CZ : 621.24

Aspecte privind reglarea turbinelor și microturbinelor hidraulice

Ing. Dumitru **ONEA** — Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice (C.C.S.I.T.E.H.) Reșița

Introducere

Componența clasică a unui hidroagregat (HA) este aceea binecunoscută : turbină hidraulică (TH), un hidrogenerator (HG) cu instalațiile sale, un regulator de viteză sau de turație și sursa de ulei sub presiune necesar acestuia pentru acționarea TH. Întrucît reglarea frecvenței acestor unități energetice se face prin TH, s-a admis termenul de reglarea TH, dar se subînțelege că se referă la HA complet.

Similar, s-a admis pentru reglarea microturbinelor hidraulice termenul MTH. Reglarea TH și reglarea MTH prezintă atît aspecte comune cît și unele particularități în special datorită mărimii acestora din urmă.

În legătură cu mărimea, se menționează că MHA sînt definite ca unități de producere a energiei electrice din energie hidraulică, formate dintr-o TH și un HG, de puteri mici și foarte mici. Noțiunea de micro este aleasă arbitrar (unii le denumesc minicentrale hidroelectrice) [2], pentru a sugera ceva mic, fără, însă, să fie fixată (la nivel internațional) o limită a puterii pînă la care TH se numesc micro. Această limită este aleasă diferit de la țară la țară, în unele cazuri fiind aleasă și în legătură cu mărimea sistemului energetic național. În prezenta lucrare prin denumirea de MHA, sau MTH, se înțeleg HA respectiv TH cu puteri pînă la 1200 kW, potrivit denumirii vehiculate în prezent la noi în țară.

Deși scopul principal este acela de a prezenta reglarea MTH, pentru a putea face comparație și a prezenta unele noțiuni utilizate în domeniul reglajului, în lucrare se tratează inițial despre reglarea TH acesta fiind, de altfel, cazul cel mai complex.

Aspecte privind reglarea turbinelor hidraulice

Funcțiile de reglare a turației TH (HA), sau funcțiile reglajului primar se realizează atît în regimurile de funcționare normală cît și în regimurile tranzitorii, reglînd debitul TH prin acțiunea regulatorului automat de turație.

Aceste funcții, după cum este cunoscut, sînt următoarele :

a) în regimuri de funcționare normală :

— limitarea variațiilor de frecvență ale HA ;

— realizarea stabilității HA în cazul apariției unor perturbații ;

— realizarea stabilității de funcționare la mers în gol, în vederea cuplării sincrone a HA cu rețeaua ;

— adaptarea puterii HA la modificările de putere ale consumatorilor (rețelei), potrivit caracteristicii statice proprii a HA, prescrisă prin regulatorul de turație.

b) în regimuri tranzitorii :

— modificarea voită a turației HA în vederea sincronizării lui cu rețeaua ;

— modificarea voită a puterii cu care HA participă în cadrul rețelei ;

— limitarea creșterii momentane a turației HA la valoarea garantată ;

— limitarea variațiilor momentane de presiune în traseul părții de scurgere a apei în limitele garantate.

Cerințele, care din punct de vedere al reglării și acționării TH trebuie luate în considerare la proiectarea unui HA, pentru realizarea funcțiilor de mai sus, sînt următoarele :

— asigurarea lucrului mecanic necesar acționării TH ;

— alegerea unui regulator de turație care să permită realizarea unor parametri de acord, potrivit cerințelor sistemului controlat (acesta fiind format din TH, HG, partea de scurgere a apei, rețeaua consumatorilor) parametri care să contribuie la stabilizarea frecvenței HA ;

— cunoașterea timpului de închidere minim acceptabil a TH (de fapt determinarea variației maxime de debit, în partea de scurgere a apei), care poate conduce la obținerea unor variații momentane, de presiune pînă la limita valorilor admisibile ;

— alegerea inerției I a părților rotitoare ale HA astfel ca :

$$I = \frac{GD^2}{4g} \text{ în care :} \qquad (1)$$

GD^2 — momentul de inerție al părților rotitoare,

g — accelerația gravitațională,

astfel încît să fie create condițiile asigurării stabilității reglajului turației (frecvenței) HA ;

— cunoscînd timpul minim acceptabil de închidere a TH și inerția părților rotitoare ale HA, există condiții pentru stabilirea timpului de închidere a TH, timp care să conducă la încadrarea variațiilor momentane de presiune și a creșterilor momentane de turație ale HA în limitele garantate, limite denumite garanții de reglaj la oscilații mari.

Inerția și stabilitatea. Trebuie precizat, în legătură cu alegerea inerției, că aceasta, respectiv constanta de timp de inerție a părților rotitoare ale HA, T_a este o caracteristică a HA.

$$T_a = \frac{GD^2 \cdot n^2}{36500 \cdot P}, \qquad (2)$$

în care :

n — turația HA [rot/min] ;
P — puterea HA [kW] ;
GD^2 — [kgfm^2].

T_a se stabilește în funcție de constanta de timp de inerție T_w a părții de scurgere a HA.

$$T_w = \frac{\Sigma Lv}{gH} \qquad (3)$$

în care :

Lv — produsul lungime — viteză a părții de scurgere (aducțiune și TH) ;

H — căderea amenajării hidroenergetice.

Funcția între cele două constante a fost dată în lucrarea [9], pe baza unui mare volum de date experimentale. Alura acestei funcții este redată în figura 1.

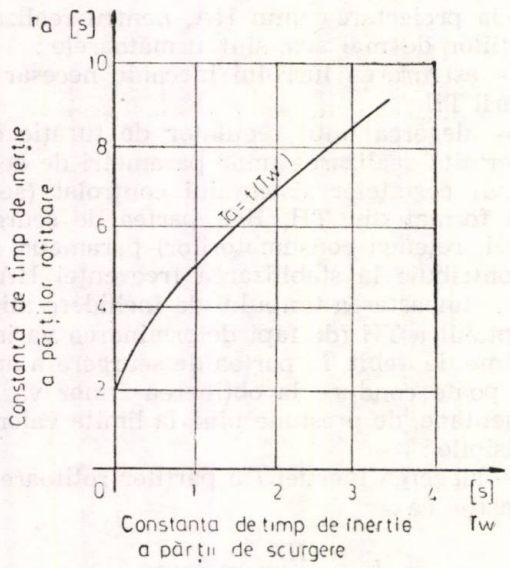


Fig. 1 Funcția $T_a = f(T_w)$

Alegerea constantei T_a, astfel, este o condiție pentru asigurarea unei stabilități bune a frecvenței HA funcționînd pe o rețea izolată, condiție care nu poate fi suplinită prin instalarea unor parametri de acord deosebiți în regulatorul de turație. Altfel spus, regulatorul nu poate face „minuni", dacă nu sînt asigurate condițiile de stabilitate, prin caracteristicile HA, în corelație cu partea de scurgere.

Nu rare sînt cazurile, în special la HA orizontale, cînd părțile rotitoare nu asigură realizarea unei inerții corespunzătoare, fiind necesară majorarea ei prin instalarea unui volant. Prezența volantului reduce accelerația părților rotitoare, respectiv, în cazul existenței în instalația HA a unui regulator de turație conduce la diminuarea creșterilor momentane de turație ale HA.

Desigur, în condițiile funcționării HA racordat într-un sistem energetic, condițiile de stabilitate se îmbunătățesc, frecvența fiind menținută de sistem (de agregatele mari din sistem). În acest caz, întrucît condițiile de stabilitate ale agregatelor participante într-un sistem sînt diferite, se poate profita de condițiile bune de stabilitate ale unora, pentru a le asocia agregate instabile pe o rețea izolată, sau agregate fără regulator [7].

Aspecte privind reglarea microturbinelor

Ca tipuri de microturbine în limitele de puteri precizate în capitolul I se întîlnesc MTH Pelton, Francis, axiale cu palete fixe (elicoidale), precum și MTH Banki, MTH cu jet înclinat sau alte tipuri constructive cu randamente modeste.

In privința reglării MTH, aceasta se face clasic, prin intermediul organului de reglare a debitului (aparat director sau injector), la turbinele clasice Pelton, Francis, elicoidale, respectiv, printr-un alt mod.

Spre deosebire de HA care funcționează de regulă racordate într-un sistem energetic și numai în caz excepțional (o parte dintre ele) trebuie să funcționeze pe o rețea izolată, la MHA se deosebesc următoarele cazuri :

A — MHA care funcționează atît singure cît și în paralel cu alte MHA sau HA pe o rețea izolată ;

B — MHA care funcționează pe o rețea izolată, singure ;

C — MHA care funcționează numai racordate la un sistem energetic.

Am prezentat inițial această categorisire a a MHA, deoarece reprezintă criteriul de bază după care se stabilește modul de reglare a MTH, sau MHA și funcțiile sistemului de reglare.

MHA de tipul A sînt cele mai complexe. De regulă sînt echipate cu MTH clasice (Pelton, Francis, elicoidale). Din punct de vedere al reglării, nu se deosebesc de HA. MTH cu această destinație trebuie echipate cu regulatoare care au aceleași funcții ca și regulatoarele pentru TH, cu singura deosebire : lucrul mecanic *LM* necesar de dezvoltat este mai mic. Funcțiile, cerințele, inerția, stabilitatea prezentate mai sus pentru HA trebuie respectate, de asemenea, și pentru MHA. În majoritatea cazurilor, sînt prevăzute cu volant. In general, regulatoarele pentru aceste MTH sînt clasice, cu acțiune asupra elementului de

reglare al debitului. Întrucît MHA pot funcționa racordate la rețeaua izolată împreună cu alte MHA, regulatoarele lor trebuie să permită, similar regulatoarelor pentru TH, prescrierea funcției $n = f(y)$ (fig. 2, curba 2), denumită

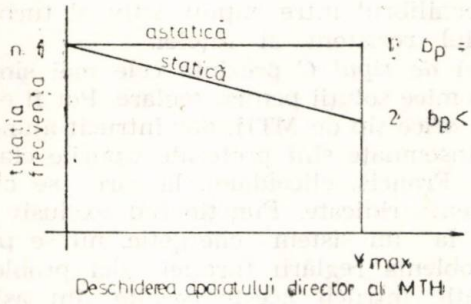


Fig. 2 Caracteristici $n = f(Y)$.

caracteristică statică. Caracteristica statică este astfel încît, la modificarea încărcării MHA, frecvența nu revine la valoarea inițială (nominală), ci la valoare mai mare, la scăderea încărcării, și mai mică, la creșterea încărcării. Caracteristica nu trebuie să fie neaparat liniară dar de regulă este apropiată de o dreaptă. Mărimea :

$$b_p = -\frac{dn}{dY} \cdot \frac{Y_{max}}{n_N} \qquad (4)$$

determină înclinația caracteristicii în punctul analizat și se numește statism permanent sau simplu statism.

Reglarea după o caracteristică astatică (fig. 2 curba 1) nu se utilizează, în cazul turbinelor hidraulice, întrucît punctele de funcționare sînt instabile.

Cazul a două MHA funcționînd împreună pe o rețea izolată, fiecare avînd instalat un anumit statism permanent b_p, este redat în

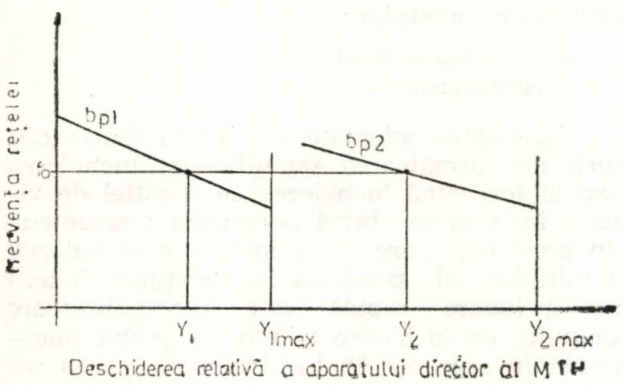


Fig. 3 Caracteristici statice a două MHA reglate static pe o rețea izolată.

figura 3. În acest caz există întotdeauna o frecvență comună pentru cele două agregate și punctele de funcționare vor fi stabile. Evident că aceste MHA, fiind astfel echipate, pot funcționa și racordate la o rețea puternică, sau la sistemul energetic național.

Proiectarea și asimilarea fabricației unor asemenea regulatoare nu este cu nimic mai prejos decît a celor pentru TH. Motivul este păstrarea funcțiilor. De aceea, costul lor este ridicat. Ponderea lui din costul MHA este mai mare, sau mult mai mare decît la HA, putînd chiar depăși costul MTH.

Pe plan mondial există mai multe firme specializate în fabricația regulatoarelor pentru TH, dintre care cele ce urmează au în gama lor și regulatoare adecvate MTH. Se pot enumera : Woodward — S.U.A., Kössler — Austria, Düsol — Elveția, Litostroj — Jugoslavia, Rexroth — R.F.G., R. P. China, etc. Regulatoarele acestor firme sînt realizate în mai multe tipodimensiuni, pentru a putea echipa TH cu puteri de la cîteva zeci de kilowați (MTH) pînă la cîțiva megawați.

Firma Woodward [5] dispune de 4 tipodimensiuni de regulatoare mecanohidraulice, capabile să dezvolte *LM* de la 41 kgfm pînă la 2240 kgfm, în total 23 de mărimi, astfel :

— tipodimensiunea 1, cu șase mărimi de *LM*, între 41,5 și 124,5 kgfm ;

— tipodimensiunea 2, cu nouă mărimi de LM, între 138, 3 și 681,5 kgfm ;

— tipodimensiunea 2, cu nouă mărimi de LM, între 719 și 1800 kgfm ;

— tipodimensiunea 4, cu două mărimi de LM, între 138,3 și 681,5 kgfm ;

Masa regulatoarelor acestei firme incluzînd sursa de ulei sub presiune este în jurul valorii de 300 kg.

Firma Litostroj [3] dispune de 2 game de regulatoare mecanohidraulice, în total 9 tipodimensiuni, astfel :

— gama regulatoare mici avînd patru tipodimensiuni, cu *LM* de 25, 50, 100, 150 kgfm, respectiv masele de 170, 330, 385, 480 kg ;

— gama regulatoare medii avînd cinci tipodimensiuni, cu *LM* de 250, 500, 750, 1500, 3000 kgfm, respectiv masele de 880, 1090, 1300, 1640, 2450 kg.

Firma Düsol [1] dispune de două tipodimensiuni de regulatoare mecanohidraulice și anume :

— tipodimensiunea 1 (ETA 10), care dezvoltă un *LM* de 10 kgfm și poate fi echipată cu 2 mărimi de sertare de distribuție cu debite de 50 respectiv 100 l m ;

— tipodimensiunea 2 (ETA 30), care dezvoltă un LM de 30 kgfm și poate fi echipată cu 3 mărimi de sertare de distribuție cu debite de 100, 200 respectiv 400 l min.

Fiecare regulator Düsol mai necesită cîte un grup de pompare care asigură debitul de 50, 100, 200, 400 l min, necesar sertarului de distribuție. Masa totală formată din regulator,

sertar de distribuție și grup de pompare este funcție de tipodimensiune și este cuprinsă între 210 și 790 kg.

In R. P. China, [6], au fost dezvoltate două tipodimensiuni de regulatoare pentru microturbine cu puteri cuprinse între 12 și 5000 kW și anume :

— tipodimensiunea 1, pentru *LM* de 35, 75, 150 și 300 kgfm, care se comandă manual ;

— tipodimensiunea 2, pentru *LM* de 300, 600 și 1000 kgfm, comandabilă de la distanță.

Firma Rexroth, binecunoscută ca producătoare de elemente de acționări hidraulice, a dezvoltat regulatoare pentru MTH, în soluție constructivă electronohidraulică [4] utilizînd ca etaj final de amplificare electrovalve.

Dacă formele, tipodimensiunile, soluțiile constructive și tipurile constructive diferă de la o firmă la alta, schemele de principiu sînt asemănătoare. Majoritatea regulatoarelor sînt tahometrice, cu statism tranzitoriu cu caracteristică PID. Regulatoarele firmei Litostroj sînt accelerotahometrice.

MHA de tipul B sînt de regulă de puteri mici și foarte mici. Pot fi echipate cu orice tip de MTH. Din punct de vedere al reglării, la aceste MHA se întîlnesc cele mai diversificate soluții, în majoritatea cazurilor diferite de soluția clasică (aceea de acționare a aparatului director). Aceasta, în primul rînd, datorită puterilor foarte mici care se pretează bine la alte soluții de reglare decît cel clasic, totodată și mai ieftine. Pretențiile scăzute din partea consumatorilor, în ceea ce privește precizia frecvenței, permit, de asemenea, utilizarea altor soluții decît cele clasice. Întrucît fiecare din aceste MHA funcționează exclusiv singur pe rețeaua izolată, ele nu necesită prescrierea de către regulator a unei caracteristici statice (fig. 2 curba 2), putînd funcționa stabil după caracteristica statică naturală a MTH. Alura acestei caracteristici, pentru toate tipurile de TH, demonstrează că la mărirea turației turbinei momentul dezvoltat scade, proprietate care este denumită efect de autoreglare. Deși nu utilizează prescrierea reglării statice prin regulator, datorită acestui efect de autoreglare, MHA de acest tip pot funcționa stabil și atunci cînd sînt racordate la un sistem energetic.

Dintre mărimile reglate, la aceste tipuri de MHA, întîlnim turația, frecvența, tensiunea, iar ca mărimi de execuție (prin intermediul cărora se reglează mărimile reglate), întîlnim debitul turbinei și puterea generatorului.

Regulatoarele întîlnite pot fi cu acțiune continuă, sau discontinuă (bipoziționale sau tripoziționale), în soluții constructive diferite.

Una dintre soluțiile constructive moderne și frecvent utilizate [2] este regulatorul electronic cu disipație de energie. Regulatorul utilizează, ca mărime reglată, turația sau frecvența, iar ca mărime de execuție — puterea disipată pe un consumator rezistiv, putere care este surplus față de cerința rețelei alimentate. In funcție de frecvența rețelei, regulatorul comandă, printr-o punte cu tiristori, consumatorul rezistiv, menținîndu-se astfel în permanență echilibrul între cuplul activ al turbinei și cuplul rezistent al rețelei.

MHA de tipul C prezintă cele mai simple și economice soluții pentru reglare. Pot fi echipate cu orice tip de MTH, dar întrucît ajung la puteri însemnate sînt preferate tipurile clasice (Pelton, Francis, elicoidale), la care se obțin randamente ridicate. Funcționînd exclusiv racordate la un sistem energetic, nu se pune nici problema reglării turației, nici problema stabilității, întrucît aceste cerințe sînt asigurate de sistemul energetic. Beneficiind de efectul de autoreglare al TH, nu se pune nici problema prescrierii funcționării după o caracteristică statică. Datorită reducerii funcțiilor aceste MFA este suficient să fie echipate cu sisteme de comandă sau sisteme de reglare (SR), care să asigure următoarele funcții principale : pornirea, oprirea de avarie (inclusiv în cazul căderii zonale a sistemului) și menținerea organului de reglare a debitului turbinat în poziția corespunzătoare funcționării MTH, la regimul nominal. Și în acest caz se poate întîlni o mare diversitate de soluții de SR clasificate astfel :

a) după principiul utilizat :

— de tipul poziționer (cu acțiune continuă sau discontinuă) ;
— de tipul „tot sau nimic"

b) după soluția constructivă :

— mecanice ;
— electromecanice ;
— hidraulice.

c) după viteza de închidere a organului de reglare a debitului :

— cu închidere rapidă ;
— cu închidere lentă.

Clasificarea adoptată la ultimul dintre criterii are următoarea semnificație. Închiderea rapidă înseamnă închiderea cu o astfel de viteză, încît să se obțină o creștere momentană de presiune, care să se încadreze în valorile admisibile ale presiunii în aducțiune. Viteza de închidere rapidă este corespunzătoare timpului de închidere minim acceptabil (menționat în capitolul 2). Închiderea cu viteza rapidă prezintă utilitate, cînd poate conduce la obținerea unor creșteri momentane de turație, mici, respectiv — cînd turația nu ajunge la valoarea turației de ambalare a MHA. În cazul aducțiunilor lungi, acest deziderat de multe ori nu poate fi obținut. În asemenea cazuri se pre-

feră închiderea lentă, care asigură ajungerea la turația de ambalare, dar (în schimb) conduce la creșteri momentane de presiune mai reduse decît în varianta precedentă. Informativ, închiderea rapidă se face în cîteva secunde (3÷6), iar închiderea lentă în cîteva minute.

Cele mai întîlnite SR sînt cele hidraulice, adecvate unor forțe rezistente mari, dar sînt frecvente și SR electromecanice.

Reglarea MHA racordate la sistemul energetic concepute la C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Sistemul de reglare pentru MTH unicate. Separat de acțiunea de realizare a MHA tipizate, la C.C.S.I.T.E.H. Reșița au fost concepute și se vor mai concepe MHA în regim de unicat. Sistemele de reglare pentru aceste MHA materializează preocuparea pentru asimilarea unor soluții noi, cu funcții mai restrînse și mai economice decît în varianta de echipare clasică, cu regulator. Acestea sînt :

— SR cu acțiune continuă, hidraulic, cu închidere rapidă a cărui schemă este prezentată în figura 4 ;

— SR cu acțiune discontinuă, hidraulic, cu închidere rapidă în mai multe variante, cu închidere prin servomotor diferențial, cu închidere prin servomotor cu arc. Una dintre scheme este prezentată în figura 5 ;

— SR cu acțiune cvazicontinuă pentru reglare funcție de nivel, cu închidere lentă prin servomotor acționat hidraulic, în curs de experimentare ;

— SR „tot sau nimic", mecanic, cu închidere rapidă prin contragreutate, utilizabil numai la dimensiuni mici de MTH ;

— SR „tot sau nimic", hidraulic, cu închidere lentă prin contragreutate, utilizabil numai la dimensiuni mici de MTH ;

— SR „tot sau nimic", cu închidere rapidă, prin servomotor cu arc.

Au fost dezvoltate mai multe scheme, cu scopul de a ajunge la o soluție convenabilă. De asemenea, fiecare schemă a fost îmbunătățită succesiv. În prezent se utilizează schemele din figurile 4 și 5.

Sisteme de reglare pentru MTH tipizate. Prin denumirea de MTH tipizate se înțeleg cele două serii de tipodimensiuni de MTH de tip EOS (elicoidale, orizontale cu circuit în „S") și FO (Francis orizontale) concepute la C.C.S.I.T.E.H. Reșița. În lucrarea [10], aceste unități sînt denumite „turbine tipizate C.C.S.I.T.E.H. Reșița — I.C.M. Reșița". Seria de MTH de tip EOS cuprinde 5 tipodimensiuni,

Sistemul de reglare prevăzut la aceste 10 tipodimensiuni de MTH este de tip „totul sau nimic", în soluție constructivă electromecanică și cu închidere lentă. Sistemul de reglare (SR) se bazează pe acțiunea unui mecanism de acționare (MA) de tipul șurub — piuliță, acționat de un motoreductor, cu motor electric de curent continuu. Mecanismul acționează aparatul director al MTH pentru deschidere sau închidere. Schema SR este prezentată în figura 6.

MA permite reglarea cursei maxime a aparatului director, la valoarea specifică fiecărei amenajări hidroenergetice, sau la o valoare mai mică, sezonieră ; aceasta se face prin schimbarea poziției relative a manșonului $\mathbf{M}_1$ față de manșonul $\mathbf{M}_2$. O anumită cursă sezonieră se mai poate instala deconectînd motorul electric la cursa dorită, fie cu ajutorul contactoarelor de capăt acționate de arborele cu came al reductorului Regmo, fie cu ajutorul unor contactoare exterioare acționate direct de aparatul director.

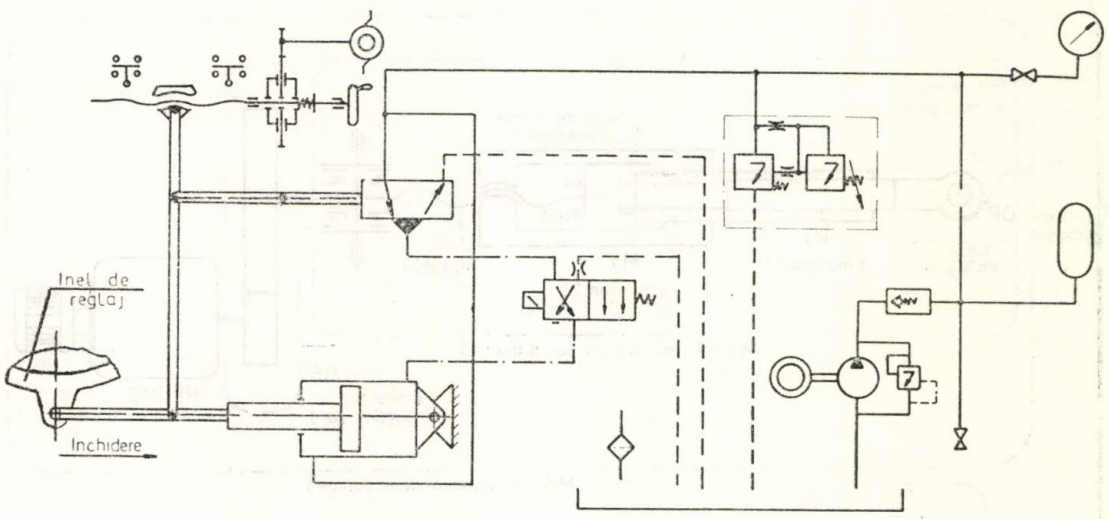


Fig. 4 Schema sistemului de reglare hidraulic cu acțiune continuă (cu închidere rapidă.

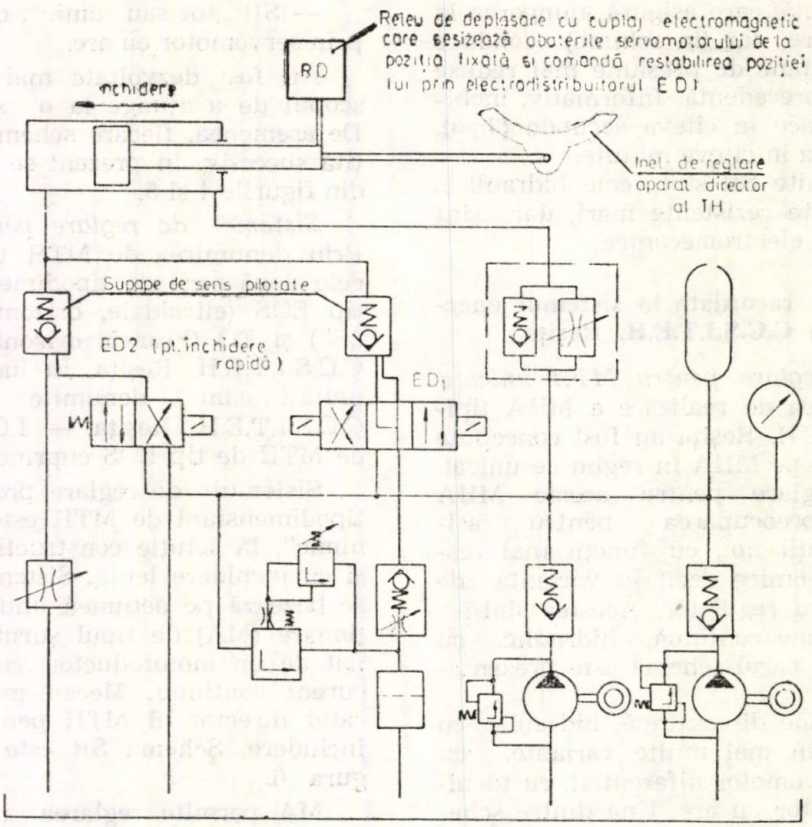


Fig. 5 Schema sistemului de reglare hidraulic cu acțiune discontinuă cu închidere rapidă.

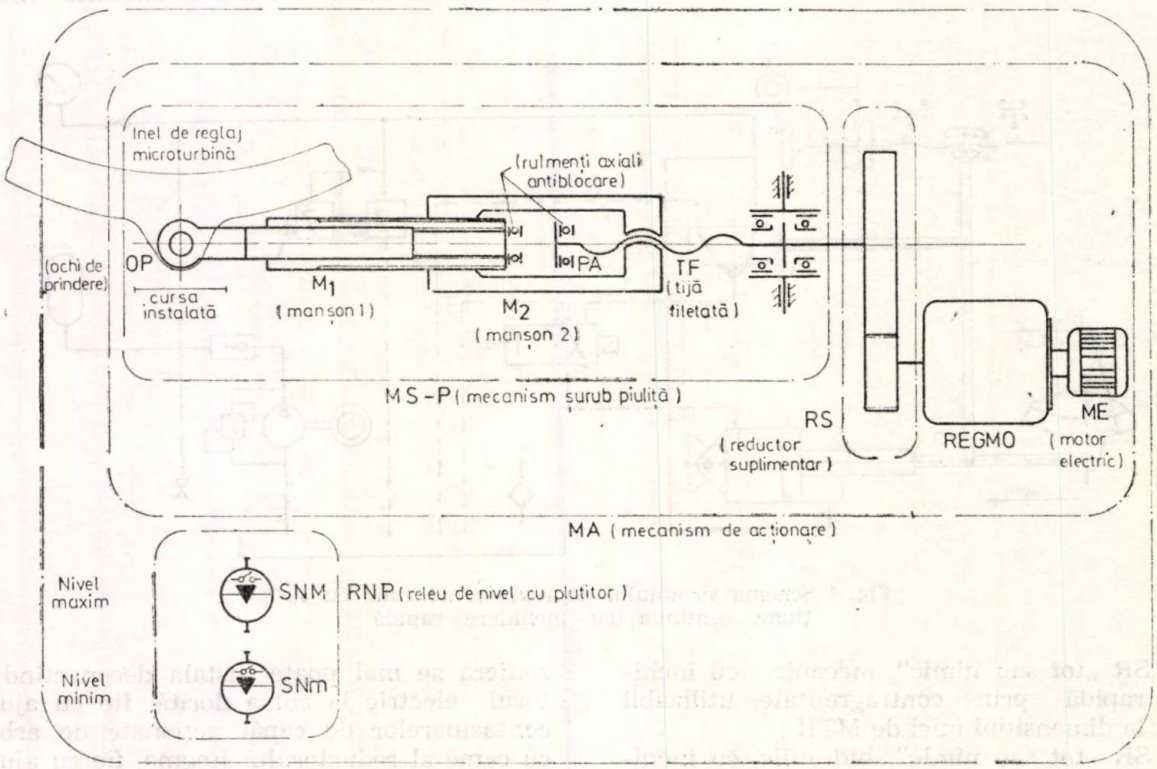


Fig. 6 Schema sistemului de reglare „tot sau nimic" electromecanic.

Pentru evitarea blocării filetului la capetele de cursă ale mecanismului șurub-piuliță, acesta a fost prevăzut cu doi rulmenți axiali.

Sistemul conține și două relee de nivel cu plutitor (amplasate fiecare într-o carcasă), care furnizează semnalele de pornire și de oprire funcție de nivel ; de precizat că SR nu realizează reglarea automată a deschiderii aparatului director pentru menținerea constantă a unui anumit nivel.

SR asigură realizarea următoarelor funcții :

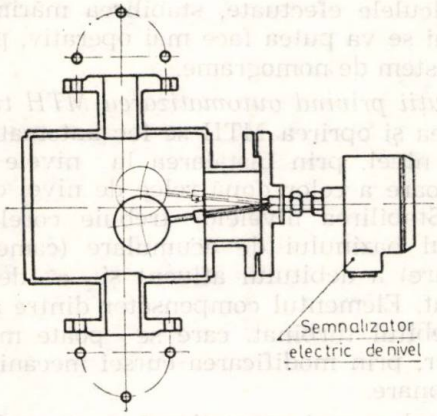


Fig. 7 Releu de nivel cu plutitor.

— elaborarea semnalelor de pornire/oprire funcție de nivelul apei ;

— deschiderea, la pornire, a aparatului director pînă la deschiderea de mers în gol și menținerea lui în această poziție ;

— deschiderea aparatului director pînă la valoarea fixată (maximă sau sezonieră) și menținerea lui în această poziție pe toată durata funcționării MTH ;

— închiderea completă a aparatului director la oprirea MTH ;

— menținerea aparatului director în starea închis și tensionat.

Mecanismul de acționare a fost astfel conceput, încît să satisfacă cerințele impuse de cele 10 tipodimensiuni de MTH tipizate și anume :

— să poată dezvolta forțe de ordinul 100÷÷4500 daN ;

— să aibă cursa maximă între 30 și 240 mm, iar această cursă să poată fi reglată sezonier ;

— efectuarea cursei maxime să se facă într-un timp limitat (<60 sec) ;

— să poată închide aparatul director și fără energie din sistemul energetic.

Gama largă de cerințe a determinat conceperea soluției constructive în mai multe tipodimensiuni. Astfel, în funcție de cursele maxime care trebuie adaptate aparatelor directoare ale MTH tipizate, MA a fost conceput în patru game de curse : MA 60—15, MA 120—30, MA 180—50 și MA 240—80 (cifrele reprezentînd intervalul de reglabilitate a cursei maxime a mecanismului, în milimetri).

Pentru realizarea cerințelor de forțe și timp de manevră, fiecare gamă s-a dezvoltat în variante, prin alegerea reductorului Regmo de tip R_1 sau R_2, respectiv prin prevederea sau nu a unui reductor suplimentar (o pereche de roți dințate cilindrice cu dantură exterioară). A rezultat o tipizare formată din 11 tipodimensiuni. Alegerea tipodimensiunii adecvate unei anumite tipodimensiuni de MTH (pentru a dezvolta forța necesară, cursa necesară și efectuarea acesteia într-un timp minim de 60 sec), se face funcție de tipul și mărimea MTH, precum și de căderea netă maximă la care va funcționa în amenajarea hidroenergetică.

În cadrul MA a fost ales reductorul melcat Regmo (conceput pentru acționarea vanelor, ventilelor, clapetelor), deoarece acesta este prevăzut intern cu un limitator de cuplu care deconectează motorul electric la capătul de cursă a elementului acționat. Limitatorul de cuplu, care constă dintr-o balanță dinamometrică, se utilizează (în acest caz) la deconectarea motorului electric, la poziția complet închis a aparatului director, poziție în care acestuia este necesar să i se aplice o anumită tensionare. Totodată, acest tip constructiv de reductor poate asigura blocarea mecanică a aparatului director. Reductorul a fost echipat cu un motor de c.c. la 24 V, pentru a putea închide aparatul director și fără energie din sistem, alimentat fiind de la o baterie de acumulatoare.

Rolul volantului la MTH tipizate. În capitolul 2 am arătat că se practică majorarea inerției părților rotitoare ale HA prin instalarea unui volant de o anumită mărime, cu scopul îmbunătățirii stabilității HA la funcționarea lui pe o rețea izolată.

Raționamentul prevederii volantului, la MTH de tip FO tipizate (deși acestea nu sînt cuplate cu generatoare racordate la rețea izolată), este altul : acela de a limita creșterea de presiune (în camera spirală și în aducțiune), provocată de ambalarea liberă a agregatului.

Așa cum s-a arătat în capitolul 4 paragraful 2, una dintre cerințele luate în considerare la proiectarea SR pentru MTH tipizate a fost aceea de a închide foarte lent aparatul director, într-un timp limitat mai mic de 60 sec, corespunzător celei mai mici curse maxime a aparatului director. Scopul este acela de a evita un șoc hidraulic (lovitura de berbec) periculos provocat de variația de debit prin închiderea rapidă a aparatului director. Ecuația șocului hidraulic este :

$$\xi = -T_w \frac{dq}{dt}, \qquad (5)$$

în care :

$\xi = \frac{H_{din}}{H_0}$ — coeficientul de creștere a presiunii datorită inerției maselor de apă ;

$\frac{dq}{dt}$ — variația de debit ;

$T_w = \frac{\Sigma L v}{gH}$ — definit în capitolul 2

Așadar variația de debit provoacă variație de presiune, semnul minus marcînd creșterea presiunii la scăderea debitului și invers. Coeficientul de creștere a presiunii este direct proporțional cu T_w, deci cu lungimea conductei sub presiune. De aceea turbinele FO cu aducțiuni lungi reclamă închideri în intervale de timp foarte mari.

Adoptînd însă închiderea lentă se ajunge la ambalarea liberă a MHA, regim în care capacitatea de înghițire a TH este diferită de cea la turația ei nominală. Această comportare este funcție de turația specifică n_s. La turații specifice joase, cazul rotoarelor de tip Francis, debitul la ambalare poate ajunge la jumătate din cel nominal, așa după cum se observă în figura 8. Se redă funcția $Q'_i/Q'_{ia} = f(n_s/n_i)$ în mărimi unitare, obținută pentru cîteva modele de rotori de TH cu $n_s = 90 \div 270$; Q'_{ia}, reprezintă debitul unitar la ambalare.

variației de presiune. Printr-un calcul adecvat se poate determina mărimea volantului necesar. Pentru efectuarea calculului este necesar să se cunoască lungimea, diametrul și configurația aducțiunii, parametrii amenajării hidroenergetice, tipul MTH tipizate și numărul de MTH racordate la aceeași conductă forțată. Pentru a verifica încadrarea în limită, este necesar să se cunoască, de asemenea, presiunea maximă admisibilă în aducțiune. În prezent calculul se face manual pentru fiecare caz și variantă în parte. Pe măsura acumulării de date, rezultate din calculele efectuate, stabilirea mărimii volantului se va putea face mai operativ, pe baza unui sistem de nomograme.

Soluții privind automatizarea MTH tipizate. Pornirea și oprirea MTH se fac automat, funcție de nivel, prin instalarea la nivele corespunzătoare a celor două relee de nivel cu plutitor. Stabilirea nivelelor trebuie corelată cu volumul bazinului de acumulare (camerei de încărcare) a debitului afluent și a debitului turbinat. Elementul compensator dintre acestea este debitul turbinat, care se poate modifica sezonier, prin modificarea cursei mecanismului de acționare.

O reglare mai pretențioasă se poate face cu ajutorul unui regulator de nivel prevăzut cu traductor de nivel (sau de presiune), avînd ca

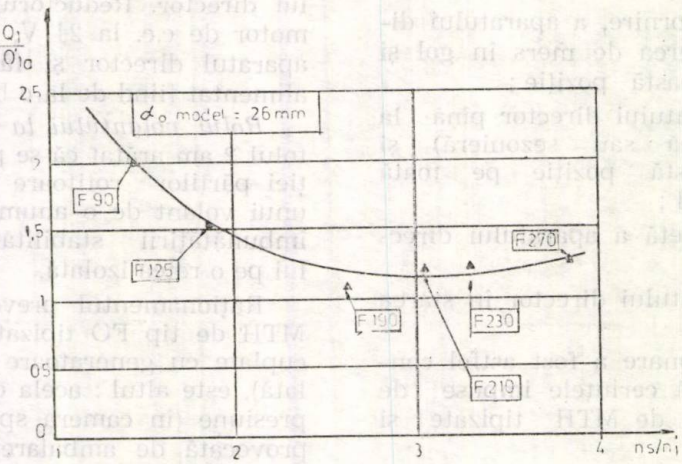


Fig. 8 Funcția $Q'_i/Q'_{ia} = f(n_s/n_i)$ pentru modele de rotor Francis.

Potrivit relației (5), indiferent de cauza care a provocat variația debitului (fie o închidere rapidă fie, în acest caz, ambalarea liberă), rezultatul este același : apariția unei variații de presiune [8]. Cazul ambalării este similar închiderii fracționare a aparatului director, într-un timp egal cu timpul în care turația ajunge de la cea nominală la valoarea maximă (de ambalare), timp care este de ordinul secundelor. Instalarea volantului conduce la majorarea acestui timp, respectiv la diminuarea

element de execuție mecanismul de acționare. In acest caz sistemul de reglare „tot sau nimic" devine un regulator proporțional, avînd ca mărime reglată nivelul apei din camera de încărcare. Desigur că soluția scumpește investiția, dar poate fi justificată pentru anumite amenajări.

Concluzii

Modul de echipare a microturbinelor hidraulice cu regulatoare sau sisteme de reglare, cît și schema de reglare trebuie stabilite în funcție de destinația

microhidroagregatului: de a funcționa pe rețea izolată sau pe sistem energetic.

Microhidroagregatele echipate cu turbine de tip FO și EOS, cu puteri pînă la 1200 kW, nu sînt tipizate ca ansamblu ci pe părți, componente: turbină, generator, volant, sistem de reglare, panou de comandă. Alegerea tipodimensiunii necesare pentru fiecare parte componentă și stabilirea microhidroagregatului ca ansamblu se face pentru fiecare amenajare în parte. Volantul, la microturbinele de tip FO are rolul, prin mărimea lui, de a limita presiunea dinamică în aducțiunea microhidrocentralei. Mărimea volantului se stabilește pe bază de calcul, la fiecare amenajare în parte, în funcție de caracteristicile dimensionale și configurația aducțiunii.

În vederea efectuării operative a calculului mărimii volantului, este necesară elaborarea unui program de calcul pe calculator, pe baza extrapolării caracteristicii de momente și pe baza caracteristicii de ambalare ale modelului turbinei hidraulice. Urmare acumulării de rezultate de calcul se va putea trece la elaborarea unui sistem de nomograme care să permită alegerea mărimii volantului și de către nespecialiști.

Pornind de la experiența acumulată la punerea în funcțiune și exploatarea sistemelor de reglare pentru microturbinele tipizate, considerăm că este utilă conceperea unui sistem de reglare a nivelului care să fie cuplabil cu mecanismele de acționare realizate pînă în prezent.

Microturbinele tipizate, care se cuplează cu generatoare racordate la o rețea izolată (microhidroagregate de tipul A), trebuie echipate cu regulatoare automate de turație. În acest scop, la C.C.S.I.T.E.H. Reșița, este în curs de finalizare concepția unui tip de regulator automat de turație în soluție constructivă mecanohidraulică.

În continuare preocupările de viitor trebuie să fie orientate în perfecționarea atît a sistemului de reglare realizat, cît și a regulatorului care se finalizează în prezent.

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x*: Düsol, Taverne Elveția. Regulateur automatique de vitesse.

[2] *x x x*: Hydrolec de Leroy — Somer. Minicentrales hydroélectriques de 1 à 40 kW, hauteur de chute de 1 à 15 m Prospect.

[3] *x x x*: Litostroi. Automatic governors. Prospect 206.

[4] *x x x*: Rexroth. Elektronish — hydraulischer Drehzahlregler. Typ DEHE und DEHD für Wasserturbinen. Beschreibung, RD 09030, Druckausgabe 7.74.

[5] *x x x*: Woodward. Type UG hydraulic turbine control. Bulletin 14045 B.

[6] *Koh, N. P.*: Small hydro plant in China. In „Water Power § Dam Construction", iulie, 1980, pag. 31.

[7] *Onea, D.*: Preocupări în domeniul sistemelor de reglaj și regulatoarelor de turație pentru turbine hidraulice. În „Construcția de mașini", 32 (1980), nr. 9, pag. 455.

[8] *Onea, D., Bălan, E.*: Influența ambalării turbinelor hidraulice asupra presiunii din aducțiunea CHE. Sesiunea a V-a de comunicări tehnico-științifice C.C.S.I.T.E.H. Reșița, octombrie, 1980.

[9] *Seeberger, F.*: Determination de masses tournantes nécesssaires pour assurer le réglage stable des turbines hydrauliques à l'aide de regulateurs à cataracter. In „Escher Wyss — Instalation hydrauliques".

[10] *Voia, I.*: Echipamente pentru amenajări hidroenergetice de mică putere. În „Construcția de mașini", nr. 11, 1983.

CZ: 621.24:621-58

Modele matematice pentru regulatorul de viteză electrohidraulic destinat echipării turbinelor hidraulice și posibilități de identificare a acestuia în centrală

Ing. Ștefan **PREITL** — Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timișoara
Ing. Dumitru **ONEA**, ing. Ioan **GRANDO** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Introducere

Combinația de aparataje, mecanisme și elemente hidraulice care detectează abaterile de viteză și le convertesc, de o manieră caracteristică, în variații ale cursei servomotorului hidraulic de acționare a organului de reglare (aparatul director) a debitului de apă al unei turbine hidraulice (TH) poartă denumirea de regulator automat de viteză (RAV), sau — simplu — regulator de viteză (RV). Denumirea provine de la funcția principală a RV și anume aceea de a menține constantă, între anumite limite, frecvența curentului electric furnizat de hidrogenerator, respectiv viteza de rotație a rotorului hidroagregatului, format din turbina hidraulică și hidrogenerator. RV face parte din categoria regulatoarelor specializate.

Cele mai răspîndite RV pentru TH sînt cele de tipul cu statism tranzitoriu, la care — pentru stabilizare — se folosește reacția elastică funcție de viteza servomotorului aparatului director

(AD). Din punct de vedere constructiv, cele mai răspîndite, în ultimele două decenii, au început să devină regulatoarele de viteză electrohidraulice (RVEH), la care elementele de detecție, reacție, stabilizare, însumare, preamplificare sînt realizate electric, sau electronic, iar partea de amplificare și execuție este realizată hidraulic. Această împărțire, formată prin geneza lor din regulatoarele mecanohidraulice, odată cu dezvoltarea industriei electrotehnice și electronice, conferă RVEH cîteva avantaje dintre care sînt :

— posibilități largi de acordare cu TH, amenajarea hidroenergetică și rețeaua consumatorilor ;

— însumarea comodă a semnalelor și introducerea facilă de comenzi secundare exterioare, importante în condițiile unei automatizări complexe ;

— posibilități bune de identificare experimentală (IE) ;

— posibilitatea modernizării prin dezvoltarea în continuare a industriei electrotehnice și electronicii ;

— fabricație mai simplă și mai rapidă.

Regulatorul de viteză electrohidraulic analizat [5, 9] este un regulator PID, din generația „cu tranzistoare", alcătuit la fel ca și alte RVEH, dintr-o parte electrică și o parte hidromecanică. Regulatorul se fabrică în țară pe bază de licență începînd cu anul 1972. Se precizează că odată cu licența de fabricație nu s-au obținut și metodele de proiectare a unor asemenea regulatoare. Pentru stabilirea acestor metode, pentru cunoașterea fundamentată a comportării RVEH, cît și pentru stabilirea unor metodologii de încercare a lui, a fost inițiată colaborarea dintre autori.

Scopul lucrării de față este prezentarea unor modele matematice adecvate caracterizării comportării RVEH, în diferite regimuri de funcționare, verificarea corectitudinii lui, cît și fundamentarea unor identificări experimentale a regulatorului în centrală. Pentru regulatoarele de viteză destinate turbinelor hidraulice, prin natura problemelor tratate, pentru complexitatea lor și caracterul complet al rezolvării lor, lucrarea are un caracter de pionierat în acest domeniu în țară.

Modelele matematice aferente regulatorului de viteză electrohidraulic

Modelele matematice (prescurtat M.M.) aferente RVEH fabricat în țară [9] sînt destinate caracterizării comportării lui în diferite situații de funcționare. Datorită varietății mari situații de funcționare posibile — de la verificarea performanțelor realizate la punerea în funcțiune, pînă la utilizarea lor în studii de optimizare la nivel de sistem electroenergetic [2] — au fost dezvoltate M.M. de complexitate diferită, dar și cu domeniu de aplicare diferit. Aceste M.M. dezvoltate sînt :

— modelul matematic neliniar detaliat ;

— modelul matematic neliniar simplificat;

— modelul matematic liniarizat, simplificat ;

— modelul matematic liniarizat redus.

Aceste modele au fost dezvoltate pe calea identificării analitice (teoretice) (I.A.) a RVEH. La baza determinării M.M. a stat analiza constructiv-funcțional-informațională a fiecărui bloc constructiv și a regulatorului în ansamblu [9], respectiv ecuațiile de bază care caracterizează comportarea fiecărui bloc și a RVEH în ansamblu.

Un prim rezultat al identificării l-a constituit *modelul matematic neliniar detaliat* (M.M.N.D.) prezentat în detaliu în [1]. Datorită complexității deosebite și (ca efect) manipulării greoaie a M.M.N.D., a dificultăților de identificare a unora dintre parametri, și posibilității dezvoltării unor M.M. mai simple, echivalente M.M.N.D. pentru majoritatea regimurilor de funcționare, în aplicațiile curente MMND este greu utilizabil. Prin neglijarea constantelor de timp, foarte mici, și renunțarea la neliniaritățile care apar numai în regimurile de avarie, se poate renunța la MMND, ori se pot dezvolta alte modele matematice, simplificate.

Astfel, este modelul matematic neliniar simplificat (M.M.N.S.), căruia îi corespunde schema bloc din figura 1. Fiecare subansamblu constructiv este caracterizat printr-o legătură echivalentă de blocuri informaționale ; la rîndul lor, acestea sînt interconectate corespunzător structurii constructiv-funcțional-informaționale a RVEH. În figura 1 :

— blocurile liniare sînt caracterizate prin alura răspunsului indicial [3] ;

— blocurile neliniare, de tip „saturație" (neliniaritățile NL 1, NL 3, NL 5 și NL 6) și de tip „zonă de insensibilitate și saturație" (neliniaritățile NL 2 și NL 4) sînt redate prin blocurile cu chenar dublu și alura caracteristicii statice.

M.M.N.S. este desinat să caracterizeze comportarea RVEH în regimuri de funcționare cu perturbații puternice, care aduc unele blocuri ale RVEH sau chiar RVEH în ansamblu, în domenii de saturație.

Modelul matematic liniarizat simplificat (M.M.L.S.) se obține din M.M.N.S. prin omiterea neliniarităților de tip „zonă de insensibilitate" și înlocuirea celor de tip „saturație" prin blocuri proporționale. Omiterea neliniarităților de tip „zonă de insensibilitate" este justificată, pe de o parte, prin valorile constructive relativ reduse ale zonelor de insensibilitate (pentru NL 2, $\varepsilon \leqslant 0{,}02$ mm, iar pentru NL 4, $\varepsilon \leqslant 0{,}2$ mm), iar — pe de altă parte — prin

efectele hidromecanice din ansamblul convertor — sertar de distribuție care reduc și mai mult lățimea acestor zone. Determinările și verificările experimentale au confirmat influența relativ redusă a zonelor de insensibilitate. M.M.L.S. îi corespunde schema bloc liniarizată din figura 2, a. În baza schemei bloc liniarizate, se pot determina M.M. intrare-ieșire (utilizate în analiza liniară), sub forma funcțiilor de transfer (f.d.t.) :

— în raport cu canalele de probă „YZ" și „RS" :

$$G_{YZ}(s) = \frac{Y(s)}{U_{YZ}(s)} = K_{YZ} \cdot G_b(s) \quad \text{și}$$

$$G_{RS}(s) = \frac{Y(s)}{U_{RS}(s)} = K_{RS} \cdot G_b(s); \qquad (2)$$

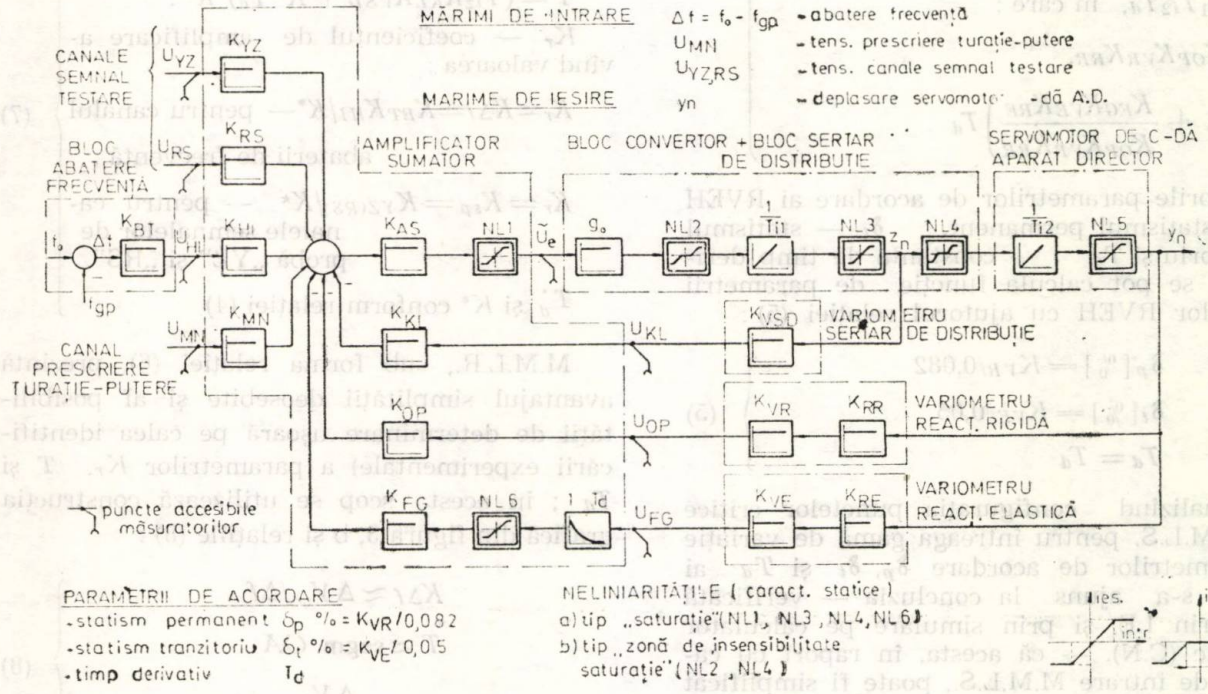


Fig. 1 Schema bloc corespunzătoare MMNS.

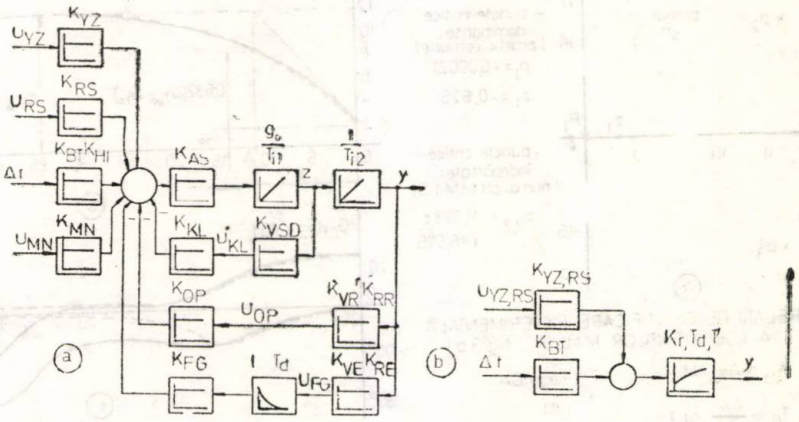


Fig. 2 Scheme bloc corespunzătoare MMLS și MMLR.

— în raport cu canalul abaterii de frecvență Δf :

$$G_{\Delta f} = \frac{Y(s)}{\Delta f(s)} = K_{BT} \cdot K_{HI} \cdot G_t(s); \qquad (1)$$

— în raport cu canalul prescrierii de putere „MN" :

$$G_{MN}(s) = \frac{Y(s)}{MN(s)} = K_{MN} \cdot G_b(s) \qquad (3)$$

În aceste relații, G_b (s) are expresia dată de grupul de relații (4) :

$$G_b(s)=\frac{K_{AS}g_0(1+sT_d)}{a_3s^3+a_2s^2+a_1s+a_0}$$

$$a_0=K^*K_{AS}g_0$$

$$a_1=K_{AS}g_0\left(T_{i2}K_{KL}K_{VSD}+K^*T_d^{\cdot}\right)$$

$$a_2=T_{i1}T_{i2}+T_dT_{i2}K_{AS}g_0K_{KL}\cdot K_{VSD}$$

$$a_3=T_{i1}T_{i2}T_d,\ \text{în care :}$$

$$K^*=K_{OP}K_{VR}K_{RR},$$

$$T_d^{\cdot}=\left(1+\frac{K_{FG}K_{VE}K_{RE}}{K_{OP}K_{VR}K_{RR}}\right)T_d \qquad (4)$$

Valorile parametrilor de acordare ai RVEH (δ_p — statismul permanent, δ_t — statismul tranzitoriu și T_d — constanta de timp derivativă) se pot calcula funcție de parametrii blocurilor RVEH cu ajutorul relației (5) :

$$\delta_p[\%]=K_{VR}/0{,}082$$

$$\delta_t[\%]=K_{VE}/0{,}05 \qquad (5)$$

$$T_d=T_d$$

Analizînd configurația punctelor critice ale M.M.L.S. pentru întreaga gamă de variație a parametrilor de acordare δ_p, δ_t și T_d ai RVEH, s-a ajuns la concluzia — verificată apoi prin I.E. și prin simulare pe calculator numeric (C.N). — că acesta, în raport cu canalele de intrare M.M.L.S., poate fi simplificat în continuare la forma *modelului matematic liniarizat redus* (M.M.L.R.) cu f.d.t. :

$$G_r(s)=K_r\frac{1+sT_d}{1+sT} \qquad (6)$$

și schema bloc din figura 2, b.

Datorită faptului că în f.d.t. G_b (s) polii complex conjugați (în fig. 3, a notați cu p_2 și p_3) sînt mult în stînga polului dominant (p_1), reducerea se poate obține simplu prin neglijarea termenilor în s^2 și s^3 de la numitor ; ca urmare parametrii din relația (6) se pot calcula cu relațiile (7) :

T_d — constanta de timp derivativă (parametru de acordare) ;

$$T=\left(T_{i2}K_{KL}K_{VSD}+K^*T_d^{\cdot}\right)K^* ;$$

K_r — coeficientul de amplificare avînd valoarea :

$K_r=K_{\Delta f}=K_{BT}K_{HI}/K^*$ — pentru canalul abaterii de frecvență ;

$K_r=K_{sp}=K_{YZ(RS)}/K^*$ — pentru canalele semnalelor de probă „YZ" și „RS".

$T_d^{\cdot}$ și K^* conform relației (4) (7)

M.M.L.R., sub forma relației (6), prezintă avantajul simplității deosebite și al posibilității de determinare ușoară pe calea identificării experimentale) a parametrilor K_r, T și T_d ; în acest scop se utilizează construcția grafică din figura 3, b și relațiile (8) :

$$K_{\Delta f}\approx\Delta Y_\infty/\Delta f$$

$$T\approx \text{segm. } OA$$

$$T_d\approx\frac{\Delta Y_0}{\Delta Y_\infty}\Delta f\cdot T \qquad (8)$$

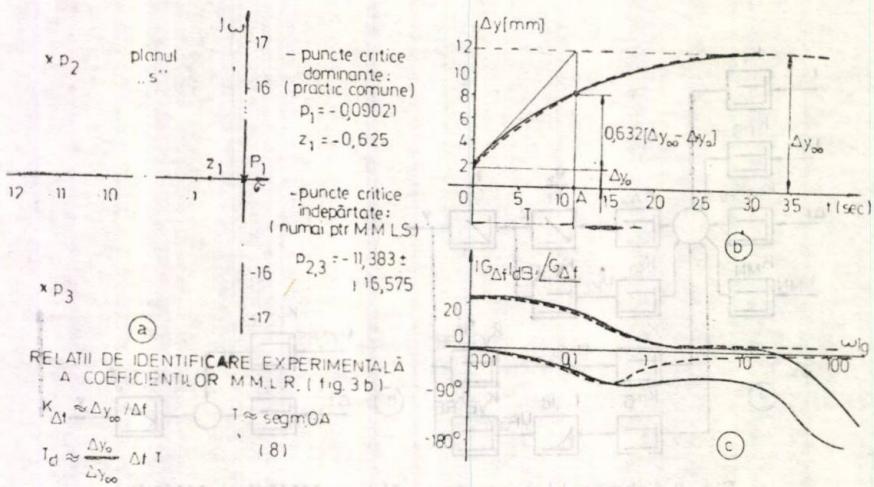


Fig. 3 Caracteristici dinamice.

În figura 3, pentru varianta de acordare $\delta_p = 5\%$, $\delta_t = 40\%$ și $T_d = 1{,}6$ secunde, s-au reprezentat, pentru exemplificare, următoarele informații relative la M.M.L.S. — cu

linie continuă — și la M.M.L.R. — cu linie întreruptă :

a) repartizarea punctelor critice (poli — zerouri) ;

b) caracteristicile de răspuns la o variație treaptă a abaterii de frecvență $\Delta f = 0{,}1$ Hz, obținute prin simularea pe CN a comportării modelului ;

c) caracteristicile amplitudine — pulsație (c.a.—p.) $|G_{\Delta f}|\ dB$ și $|G_{r,\Delta f}|\ dB$ respectiv caracteristicile fază-pulsație (c.f.—p.) $|G_{\Delta f^0}$ și $|G_{r,\Delta f^0}$.

Diferențele mici care apar între caracteristicile celor două M.M. (pentru caracteristicile de frecvență, în domeniul frecvențelor joase și medii, considerate esențiale în caracterizarea comportării RVEH) exemplifică concludent valabilitatea reducerii efectuate.

M.M. liniarizate sînt destinate pentru caracterizarea comportării RVEH în regimuri de funcționare cu perturbații reduse, pentru care blocurile componente cît și RVEH în ansamblu nu intră în domenii de saturație.

Verificarea prin identificare experimentală a M.M. dezvoltate pe cale analitică

Corectitudinea M.M. dezvoltate pe cale analitică a fost verificată pe calea identificării experimentale (I.E.) ; au fost efectuate măsurări în regim staționar constant (pentru determinarea caracteristicilor statice) și în regim dinamic, (pentru determinarea constantelor de timp), atît asupra blocurilor constructive componente, cît și asupra RVEH în ansamblu. Experimentările au fost efectuate pe standul de încercare a regulatoarelor de la CCSITEH Reșița (fig. 4), în condiții de funcționare apropiate de cele din funcționarea normală a RVEH în centrală : toate circuitele electrice și hidraulice în funcționare normală.

Determinarea caracteristicilor statice ale blocurilor componente și ale RVEH în ansamblu s-a făcut prin metoda „punct cu punct". În general, la efectuarea acestor experimentări, nu apar probleme deosebite ; face excepție determinarea pe cale experimentală a zonelor de insensibilitate, datorită, pe de o parte, valorilor constructive relativ reduse pe care le au, iar — pe de altă parte — efectelor hidromecanice din sertarul de distribuție, care reduc efectiv lățimea acestor zone la valori foarte greu sesizabile. Valorile foarte mici pentru lățimea zonelor de insensibilitate au fost confirmate de experimentările în regim dinamic.

Oscilogramele mărimilor din diferite puncte ale RVEH (a se vedea fig. 1), nu au indicat prezența acestor neliniarități ; din acest motiv se apreciază că valorile teoretice (constructive), din M.M.N.S. pot fi reconsiderate la $\varepsilon \leqslant 0{,}01$ mm pentru NL 2, respectiv $\varepsilon \leqslant 0{,}05$ mm pentru NL 4. Aceste valori au fost confirmate ca satisfăcătoare de simulările efectuate pe calculator numeric.

Pentru determinarea caractcristicilor dinamice ale blocurilor constructive componente și ale RVEH în ansamblu, s-au utilizat următoarele două metode deterministe de I.E. [10] ;

— metoda răspunsului la semnal treaptă (a) ;

— metoda răspunsului la semnal sinusoidal (b).

La fiecare din experimentări semnalul de probă a fost aplicat pe canalul „YZ". Întrucît toate canalele de intrare au caracter proporțional, recalcularea coeficienților de transfer, în raport cu diferitele canale de intrare, se face simplu, pe baza relațiilor (1), (2), (3) și (6).

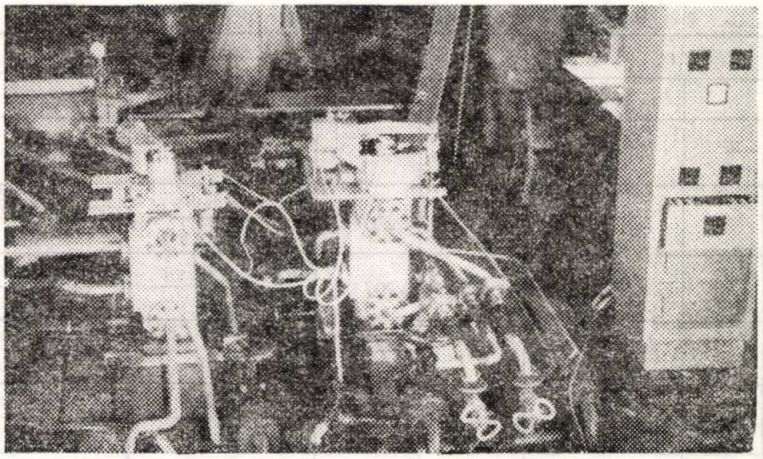


Fig. 4 Stand de încercare a RVEH.

Identificarea parametrilor blocurilor componente ale RVEH (i). Valorile coeficienților de transfer, ale constantelor de timp, precum și caracteristicile neliniarităților de tip saturație au fost determinate — pentru mai multe va-

lori ale parametrilor de acordare a RVEH — fie prin măsurări directe, fie prin măsurări indirecte și calcule intermediare. Ținînd cont de condițiile dificile de măsurare a unora

TABELUL 1 Coeficienți de transfer

NR CRT	PARAM	VALOARE TEORETIC	VALOARE EXPER	NR CRT	PARAM	VALOARE TEORETIC	VALOARE EXPER.
1.	K_{RS}	1,0	0,921	10.	g_o	0,00625	0,00625*)
2.	K_{YZ}	0,135	0,137	11.	T_{i1}	0,001872	0,00244
3.	K_{MN}	0,455	0,45	12.	g_o/T_{i1}	33,336	25,596
4.	K_{HI}	1,0	1,0	13.	K_{VSD}	0,1466	0,25
5.	K_{BT}	1,6	1,55	14.	$K_{RR}\cdot K_{VR}$	0,031	0,0335
6.	K_{AS}	10,	10,*)	15.	$K_{RE}\cdot K_{VE}$	0,08	0,0882
7.	K_{KL}	0,455	0,4275	16.	T_d	1,6	1,55
8.	K_{OP}	0,455	0,4275	17.	T_{i2}	0,0756	0,0714
9.	K_{FG}	1,	1,02	–			

*) valori nemăsurabile direct, se identifică un ansamblu de parametrii în care apare și acesta.

dintre mărimile intermediare (de exemplu ieșirea z_n din sertarul de distribuție), rezultatele obținute — valorile coeficienților din schema bloc și alura neliniarităților menționate — prezentate în [1] se consideră bune.

Pentru exemplificare, în tabelul 1, sînt prezentate, pentru cazul $\delta_p = 5\%$, $\delta_t = 40\%$ și $T_d = 1{,}6$ secunde, valorile diferiților coeficienți obținuți pe cale experimentală, comparativ cu valorile calculate din date constructive. Concordanța bună a rezultatelor se poate observa și din compararea expresiilor f.d.t. teoretică $G^t_{\Delta f}(s)$ și a f.d.t. obținută în baza coeficienților determinați experimental $G^e_{\Delta f}(s)$, relațiile (9) și (10) :

$$G^t_{\Delta f}(s) = \frac{114{,}28\ (1 + 1{,}6\ s)}{0{,}0258\ s^3 + 0{,}6925\ s^2 + 11{,}109\ s + 1} \tag{9}$$

$$G^e_{\Delta f}(s) = \frac{108{,}4\ (1 + 1{,}55\ s)}{0{,}0238\ s^3 + 0{,}99\ s^2 + 12{,}06\ s + 1} \tag{10}$$

a) Identificarea RVEH prin metoda răspunsului la semnal treaptă (ii) I.E. a RVEH în ansamblu, s-a făcut pentru mai multe valori ale parametrilor de acordare, timpul solicitat de o experimentare fiind relativ redus. Calitatea foarte bună a înregistrărilor a permis o corectă prelucrare a rezultatelor. În fiecare caz semnalul de probă — aplicat pe canalul „YZ" — a corespuns unei abateri treaptă a frecvenței $\Delta f < 0{,}1$ Hz. Semnalul de ieșire

TABELUL 2 Rezultate comparative

NR CRT.	PARAM. DE ACORD δ_p %	δ_t %	T_d [s]	ΔU_{YZ} [V]	$\Delta U_{FG\infty}$ [V]	M.M. (relative la U_{FG}) TEORETIC	M.M. (relative la U_{FG}) EXPERIM.
1.	5	40	0	1/0	2,20/1,50	$\frac{9{,}79}{1+0{,}36s}$	$\frac{9{,}095}{1+0{,}33s}$
2.	5	40	0,8	1/0	2,20/1,50	$\frac{9{,}79(1+0{,}8s)}{1+5{,}33s}$	$\frac{9{,}09(1+1{,}08s)}{1+5{,}33s}$
3.	5	40	1,6	1/0	2,20/1,50	$\frac{9{,}79(1+1{,}6s)}{1+11{,}109s}$	$\frac{9{,}25(1+1{,}78s)}{1+11{,}33s}$
4.	5	30	1,6	1/0	2,18/1,67	$\frac{9{,}79(1+1{,}6s)}{1+8{,}82s}$	$\frac{9{,}514(1+1{,}63s)}{1+8{,}06s}$
5.	5	20	1,6	1/0	2,23/1,80	$\frac{9{,}79(1+1{,}6s)}{1+6{,}53s}$	$\frac{9{,}45(1+1{,}58s)}{1+5{,}96s}$
6.	7	40	1,6	0,5/0	2,10/1,65	$\frac{6{,}96(1+1{,}6s)}{1+8{,}3s}$	$\frac{6{,}95(1+1{,}58s)}{1+7{,}91s}$
7.	1	40	1,6	0,5/0	2,10/1,18	$\frac{48{,}9(1+1{,}6s)}{1+47{,}34s}$	$\frac{47{,}3(1+0{,}9s)}{1+45s}$

oscilografiat a fost tensiunea U_{FG}, a cărei variație este proporțională cu cea a mărimii de ieșire $y(t)$. Rezultatele obținute se consideră în general bune, obținîndu-se o bună concordanță între M.M.L.R. calculat pe baza datelor constructive și M.M.L.R. obținut experimental, conform metodologiei indicate în figura 3, b și relația (8). În tabelul 2 sînt redate sintetic cîteva dintre aceste rezultate.

obținute prin I.E. prin metoda răspunsului la semnal treaptă, cît și cu M.M. obținute pe baza I.E.

Verificarea prin simulare pe calculator numeric a M.M. dezvoltate

Această verificare a constat din simularea pe C.N. a răspunsurilor la semnal treaptă ale

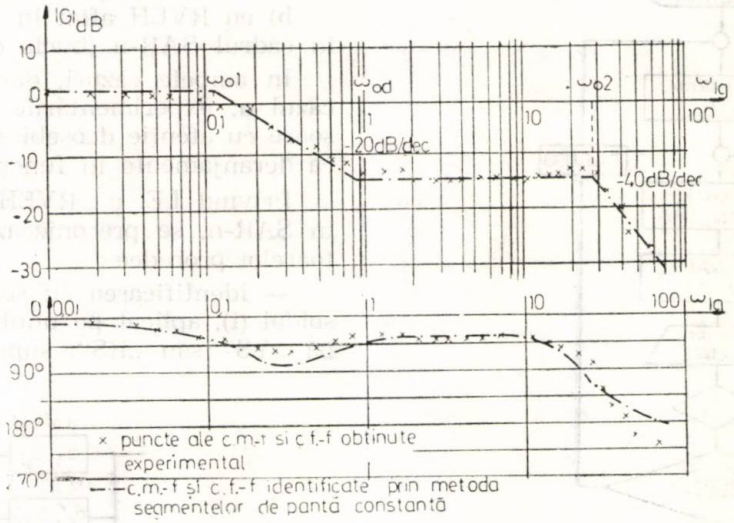


Fig. 5 Caracteristici de frecvență.

b) Identificarea RVEH prin metoda răspunsului la semnal sinusoidal. I.E. s-a efectuat pentru următoarele valori ale parametrilor de acordare $\delta_p = 7\%$, $\delta_t = 40\%$ și $T_d = 1{,}6$ secunde. Gama largă de frecvențe pentru care s-a efectuat identificarea, $f \in [0{,}0015 \ldots 9]$ Hz, asigură și evidențierea constantelor de timp mici din cadrul M.M.L.S. Amplitudinea semnalului de intrare a fost astfel aleasă, încît să nu conducă la saturarea blocurilor RVEH. Privind experimentările efectuate se precizează următoarele :

— durata experimentărilor este mare ;

— pentru frecvențe mai mari de 5 . . . 6 Hz, armonicile nefiltrate corespunzător de pe ieșirea variometrului îngreunează prelucrarea informației ;

— în semnalul de ieșire nu s-a constatat nici o influență a neliniarităților de tip zonă de insensibilitate ale RVEH.

Determinarea M.M.L.S. s-a făcut pe baza c.a.—p și c.f.—p calculate (fig. 5), utilizîndu-se următoarele două procedee :

— metoda segmentelor de pantă constantă, (fig. 5) ;

— metoda celor mai mici patrate ponderate [10] (program pe C.N.).

M.M. calculate cu cele două procedee sînt în, relativ, bună concordanță atît cu M.M. M.M. obținute pe cale analitică (M.M.N.S., M.M.L.S., și M.M.L.R.), respectiv ale M.M. obținute prin I.E. Programul de simulare, scris în limbaj FORTRAN, are organigrama redată în figura 6. Referitor la acesta se fac următoarele precizări :

— în simulare, M.M. determinate au fost trecute în forma modelelor matematice intrare-stare-ieșire ; la scrierea acestora s-au utilizat schemele bloc din figurile 1 și 2, în cazul M.M. determinate pe calea analitică, respectiv forma FROBENIUS [4], în cazul M.M. obținute prin I.E. ;

— pentru integrarea sistemelor de ecuații diferențiale, s-a utilizat un subprogram de integrare numerică de tip RUNGE-KUTTA. Detalii relative la problema simulării sistemelor se găsesc, de exemplu, în lucrarea [8].

Rezultatele obținute prin simulare, prezentate în [1], au condus la următoarele concluzii :

— în cazul în care variațiile semnalului de intrare (în funcționare normală Δf) nu determină saturări ale blocurilor RVEH, diferențele dintre curbele de răspuns la semnal treaptă, obținute prin simulare (pentru toate M.M.) și cele obținute experimental, sînt reduse ; ca urmare, pentru caracterizarea comportării RVEH în astfel de regimuri, se poate utiliza M.M.L.R. ;

— în cazul în care variațiile semnalului de intrare determină saturări ale blocurilor RVEH, pentru caracterizarea comportării acestuia se va utiliza M.M.S.N. cu coeficienții, respectiv neliniaritățile, determinați pe cale experimentală sau din considerente analitice.

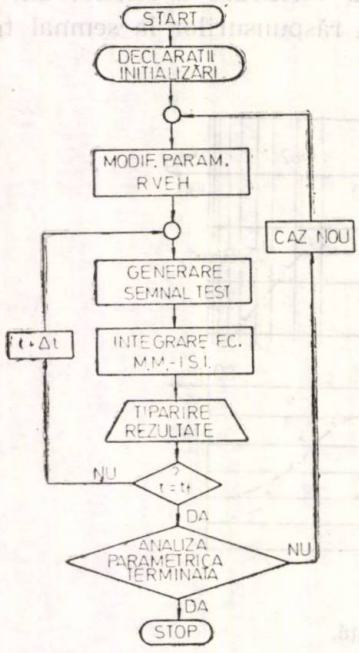


Fig. 6 Organigrama programului de simulare pe CN.

Posibilități de identificare a RVEH în centrale

Identificarea experimentală a RVEH în centrală poate fi efectuată prin mai multe metode. Indiferent însă de metoda preconizată a fi folosită, experimentările pot fi efectuate principal în următoarele două regimuri de funcționare a sistemului automat de reglare a turației (SAR-*n*) hidroagregatelor :

a) cu canalul reacției după turație conectat la un generator pilot (sau la rețea) cu f_{gp} = const., asigurîndu-se $\Delta f = f_{pr\ ser} - f_{gp}$ = const. Din punct de vedere al semnalului de probă, regimul de funcționare și de I.E. al RVEH este cel de pe stand, structura SAR-*n* fiind de fapt deschisă.

b) cu RVEH aflat in funcționare normală în cadrul SAR-n (bucla de reglare închisă).

In ambele cazuri, dar în mod deosebit în cazul a, experimentările trebuie să se desfășoare cu atenție deosebită, pentru a nu provoca deranjamente în funcționarea SAR-*n* [4].

Privind I.E. a RVEH aflat în funcționare în SAR-n, se preconizează utilizarea următoarelor procedee :

— identificarea cu semnal de probă sinusoidal (i), aplicat pe unul din canalele de probă „YS" sau „RS", suprapus peste mărimile

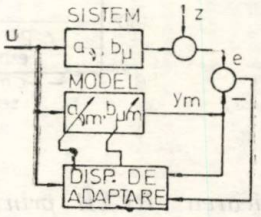
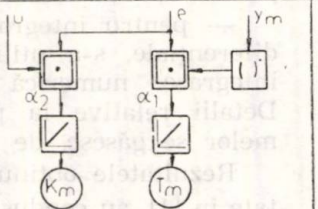
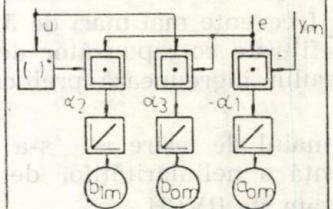
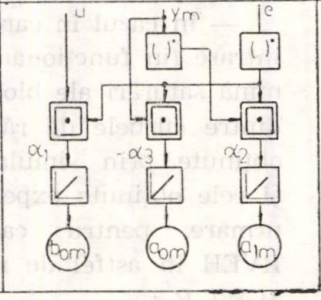
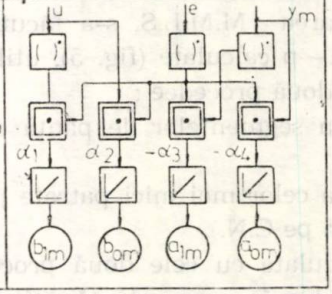


Fig. 7 Identificarea cu modele adaptive.

de funcționare normală ; în acest caz se impune ca nivelul perturbațiilor din SAR-*n* să fie redus ;

— identificarea cu semnal de probă aleator sau pseudoaleator (ii), cu evaluarea rezultate-

TABELUL 3 Dispozitive de adaptare

F.d.t. a modelului	Schema dispozitiv de adaptare	F.d.t. a modelului	Schema dispozitiv de adaptare
Caz 1 $\frac{K_m}{1 + sT_m}$		Caz 2 $\frac{b_{1m}s + b_{0m}}{s + a_{0m}}$	
Caz 3 $\frac{b_{0m}}{s^2 + a_{1m}s + a_{0m}}$		Caz 4 $\frac{b_{1m}s + b_{0m}}{s^2 + a_{1m}s + a_{0m}}$	

lor în domeniul frecvență prin utilizarea funcțiilor densitate spectrală de putere ; în acest scop se preconizează utilizarea unei aparaturi specializate prelucrării statistice a informației (corelator, transformator Fourier, ș.a.). Fără a fi impus nivelul perturbațiilor din SAR-n, se impune însă staționaritatea mărimilor din SAR-n ;

— identificarea cu modele adaptive (iii), avînd la baza proiectării dispozitivului de adaptare metoda a 2-a a lui Liapunov de apreciere a stabilității [6]. În acest scop au fost dezvoltate unele scheme de dispozitive de adaptare [7], prezentate în tabelul 3, a căror valabilitate a fost verificată prin simulare pe C.N. ; și în acest caz se impune ca nivelul perturbațiilor să fie redus, dar nu se impun nici un fel de restricții privind staționaritatea.

Ținînd cont de construcția RVEH, în vederea identificării lui în funcționare în bucla de reglare, este strict necesară reconstruirea mărimii de acționare i_ε (t) :

$$i_\varepsilon(t) = i_{sp}(t) - i_{\Delta f}(t) \qquad (11)$$

Problema este comună, de fapt, majorității regulatoarelor realizate cu amplificatoare sumatoare (operaționale). În cazul RVEH mărimea de acționare poate fi compusă cu ajutorul circuitului de refacere din figura 8, sub forma tensiunii $u_{\varepsilon r}$ (t).

$$u_{\varepsilon r}(t) = \alpha \cdot i_\varepsilon(t) \qquad (12)$$

Relațiile de calcul relative la circuitul de refacere sînt date în figura 8, prin grupul de relații (13).

Metodele de identificare prezentate, preconizate pentru I.E. a RVEH în centrală, au fost verificate cu rezultate bune pe model analogic sau prin simulare pe CN ; aplicarea lor nu este însă restrînsă numai la I.E. a RVEH.

Concluzii

În concordanță cu scopul propus — dezvoltarea unor M.M. adecvate caracterizării comportării RVEH în diferite regimuri de funcționare, verificarea corectitudinii lor și fundamentarea unor I.E. a RVEH în centrală — cercetările au condus la următoarele concluzii verificate pe calea I.E., cît și prin simulare pe C.N. :

1. RVEH are o structură complexă ; funcție de regimul în care lucrează, pentru caracterizarea comportări lui, se recomandă utilizarea următoarelor M.M. :

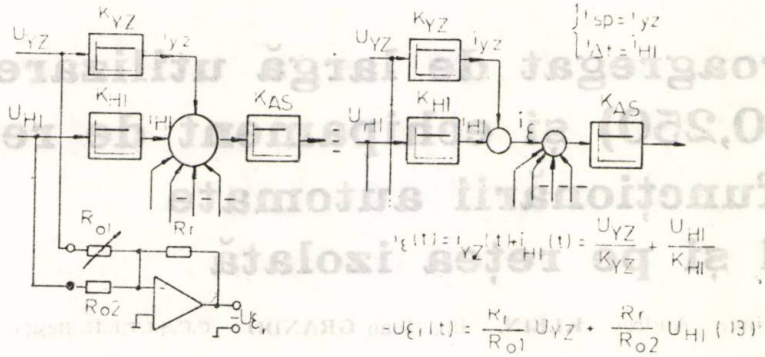


Fig. 8 Circuite de refacere.

— M.M.N.S. — în regimurile în care blocurile RVEH se saturează ; parametrii blocurilor liniare respectiv neliniaritățile se pot determina pe calea I.E., sau din date constructive ;

— M.M.L.R. — în regimurile fără saturația blocurilor ; parametrii acestui model, K_r, T_d și T, relația (6), se pot determina simplu, fie pe calea I.E., fie din date constructive.

Utilizarea M.M.L.S. se dovedește arareori necesară.

2. Pentru I.E. a RVEH în centrală se recomandă utilizarea metodelor indicate. Întrucît în majoritatea situațiilor I.E. a RVEH se face cu funcționarea lui în cadrul SAR-n, devine strict necesară utilizarea circuitului de refacere a semnalului de acționare (fig 8).

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x* : „Cercetări și măsurători experimentale la diferite regulatoare și grupe din cadrul regulatoarelor în centrale și pe stand" — Cercetări I.P.T.V. Timișoara — C.C.S.I.T.E.H. Reșița, 1980.

[2] *x x x* : „Criterii îmbunătățite privind reglajul tensiunii și puterii reactive în sistemul electroenergetic" — Cercetări I.P.T.V. Timișoara, 1978—1980.

[3] *Dragomir, T. L., Preitl St.* : „Elemente de teoria sistemelor și reglaj automat", vol. I și II, I.P.T.V. Timișoara, 1979.

[4] *Hutarew, G.* : „Regelungstechnik. Kurze Einführung am Beispiel der Drehzahleregelung von Wasserturbinen", Springer Verlag, Berlin-Heidelberg-New-Jork, 1969.

[5] *Onea, D.* : Sisteme de reglaj automat a turației pentru turbinele hidraulice fabricate în R. S. România. In „Construcția de mașini", 27 (1975), nr. 7, pag. 329.

[6] *Parks, P. C.*: „Liapunov Redesign of Model Reference Adaptive Control Systems", I.E.E.E. Trans. on A.C., vol. AC-11 No 3 July 1966.

[7] *Preitl, St., Bazan, R.*: „Scheme adaptive utilizate la identificări în energetică", lucrările celei de a II-a Sesiuni științifice „Modelarea, Simularea, Identificarea și Optimizarea proceselor tehnologice", vol. II, lucr. 43, Galați, noiembrie 1980.

[8] *Preitl, St., Dragomir, T. L., Boraci, R.*: „Elemente de teoria sistemelor și reglaj automat. Regulatoare automate", I.P.T.V. Timișoara, 1982.

[9] *x x x*: „Regulator de turație electrohidraulic" — Memoriu de prezentare, I.C.P.E.H. Reșița, 1975.

[10] *Tertișco, M., Petrache, Gh., Russ, I., Stoica, P.*: „Identificarea proceselor" — partea I-a, I.P. București, 1978.

CZ : 621.22:621-58

Microhidroagregat de largă utilizare (M.L.U. — 0,250) și echipament de reglare destinat funcționării automate în paralel și pe rețea izolată

Ing. Traian **NEDA**, ing. Andrei **KLEIN**, ing. Ioan **GRANDO** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Construcția hidroagregatului

Microhidroagregatul este un grup vertical compact, format dintr-o microturbină cu rotor axial, generator asincron plasat direct pe microturbină și sistemul de automatizare realizat în două variante constructive, destinat funcționării în sistem național, respectiv pe rețea izolată (în special alimentarea cu energie electrică pentru cabane forestiere și exploatări geologice, cabane de agrement în zone muntoase, localități rurale izolate). M.L.U. — 0,250 dezvoltă o putere la bornele generatorului între 4+30 kW.

Date de calcul. La proiectarea microturbinei (rotor, cameră spirală, aparat director, aspirator) s-a utilizat modelul K 2 0 din nomenclatura C.C.S.I.T.E.H. Reșița, admițînd următoarele caracteristici :

— turația nominală : $n = 1500$ rot/min ;
— diametrul rotorului : $D_1 = 250$ mm.

Au rezultat următorii parametri pentru punctul optim de funcționare :

— căderea : $H = 6{,}4$ m
— debitul : $Q = 0{,}162$ m³/s
— puterea la cuplă : $P_T = 9$ kW
— număr palete rotor : $z = 4$
— număr palete aparat director : $z_1 = 12$.

La proiectarea sistemului de reglare destinat funcționării pe rețea izolată s-au urmărit realizarea reglajului automat al frecvenței grupului și funcționarea acestuia în următoarele regimuri :

— pornire semiautomată sau manuală ;
— încărcare-descărcare manuală sau automată ;
— protecție automată la aruncarea de sarcină (ambalare) ;
— oprire manuală sau semiautomată.

La proiectarea sistemului de automatizare destinat funcționării grupului în paralel cu sistemul energetic național, s-a urmărit realizarea următoarelor funcții :

— conectarea la sistem și plasarea în punctul optim de funcționare ;
— protecția, la ambalare, la căderea sistemului.

Soluția constructivă. În fig. 1 se prezintă părțile componente principale ale microturbinei și unele dimensiuni de gabarit și montaj.

Generatorul asincron, **1**, este un motor electric trifazat asincron din producția de serie, de tipul B 5 cu flanșă, pentru funcționarea în sistem național. Montat pe microturbină, se cuplează direct cu aceasta prin intermediul unui cuplaj cu bolțuri. Pentru a acoperi întreaga gamă de puteri a microhidroagregatului, s-a adoptat seria de tipodimensiuni prezentată în tabelul 1.

În rețea izolată generatorul asincron este autoexcitat pe baza magnetismului remanent al mașinii, cu o baterie de condensatori, conexiune triunghi. În sistem național nu este necesară bateria de condensatori, frecvența grupului fiind impusă de sistem.

Arborele microturbinei este așezat vertical, pe două lagăre cu un rulment radial la partea inferioară și doi rulmenți radiali-axiali cu bile la partea superioară.

Rotorul este de tipul axial, avînd patru palete fixe. În jurul acestuia este dispus aparatul director cilindric, avînd 12 palete directoare mobile, care se manevrează cu ajutorul mecanismului de acționare **2**.

La exterior este plasată camera spirală **3**, de secțiuni circulare, pe a cărui secțiune de intrare este montată o vană fluture **5**, avînd diametrul nominal 300 mm.

Întreaga microturbină se așează pe suportul care face corp comun cu aspiratorul **4** și se înglobează în beton de subturnare în clădirea microcentralei, ca în figura 1.

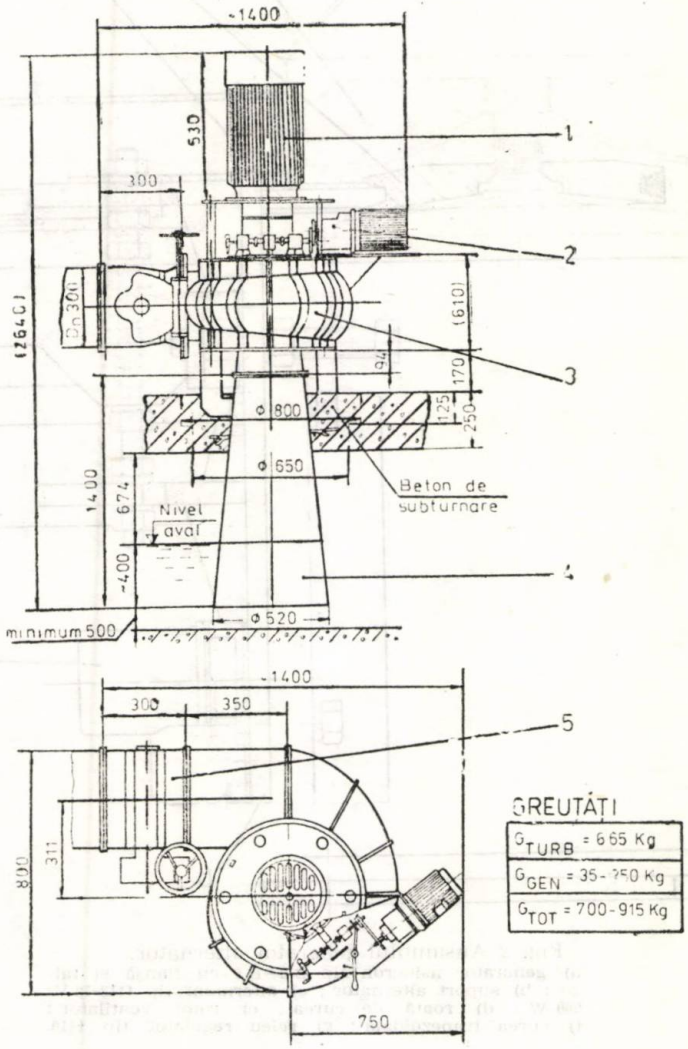


Fig. 1 Schița microturbinei și unele dimensiuni de gabarit și montaj.

Tabelul 1

Electromotor asincron tip B3/B3-B5	Putere hidraulică disponibilă		Putere electrică maximă debitată pe	
	Minimă [kW]	Maximă [kW]	Rețea izolată [kW]	Sistem național [kW]
132S×5,5×1500 A	7,4	9,2	4,1	5,5
132M×7,5×1500 A	10	12,5	5,6	7,5
160M× 11×1500 A	14,7	18,3	8,25	11
160L× 15×1500 A	20	25	11,25	15
180M×18,5×1500 A	24,7	30,8	13,9	18,5
180L×22×1500 A	29,3	36,7	16,5	22
200L×30×1500 A	40	50	22,5	30
225S×37×1500 A	49,3	62	30	37

La funcționarea pe rețea, izolată mecanismul de acționare a paletelor aparatului director este echipat cu un motoreductor tip MIM-B 5—90 Sx 0,75x1000 A 2 GA—H 01, iar în sistem național cu motoreductor tip EP 3, funcționînd la tensiunea de 12 V.

Generatorul asincron, autoexcitat pe baza magnetismului remanent (cu baterie de condensatori de autoexcitare, avînd valoare fixă), prezintă dezavantajul unei tensiuni de mers în gol de valoare în jur de 240 V, la 50 Hz, respectiv a unei tensiuni la sarcină maximă în jur de 200 V, la 50 Hz, ambele valori înscriindu-se însă în cadrul toleranței admise pentru tensiuni, care este de 220 V $\pm$ 10%, la 50 Hz $\pm$ 1 Hz.

Pentru funcționarea în sistem național, s-a adoptat soluția constructivă prezentată în figura 2, care asigură și protecția la ambalare în cazul deconectării de la sistem.

Variantele de echipare a microhidroagregatului sînt prezentate în figura 3.

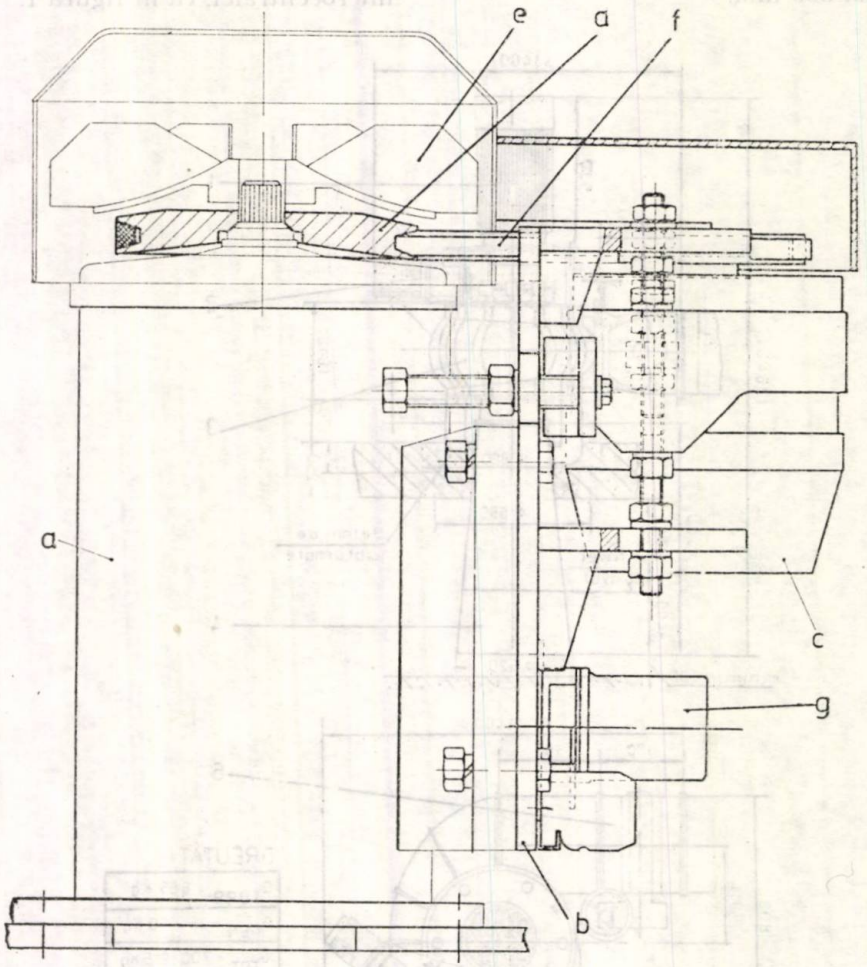


Fig. 2 Ansamblul generator alternator.
a) generator asincron tip B 3—B 5 cu flanșă și talpă ; b) suport alternator ; c) alternator tip 1113-12 V; 500 W ; d) roată de curea ; e) rotor ventilator ; f) curea trapezoidală ; g) releu regulator tip 1410.

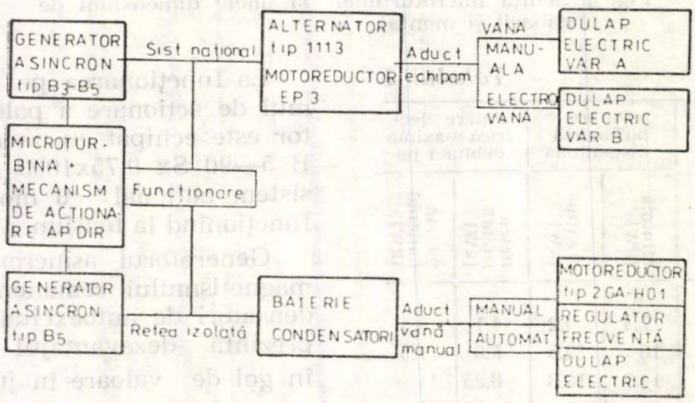


Fig. 3 Varintele de echipare pentru agregatul MLU 0,250.

Sistemul de reglare automată a microhidroagregatului pentru funcționarea pe rețea

izolată este electromecanic, cu regulator automat de frecvență, electronic de tip P.I.D., cu zonă de insensibilitate reglabilă. Principiul de funcționare al sistemului se bazează pe relația :

$$a = i - r$$

adică sistemul de reglare acționează în permanență în sensul anulării diferenței dintre mărimea de intrare i și mărimea de reacție r, prin camenzi de deschidere, respectiv închidere, aplicate aparatului director al microturbinei.

Schema bloc a sistemului este prezentată în figura 4.

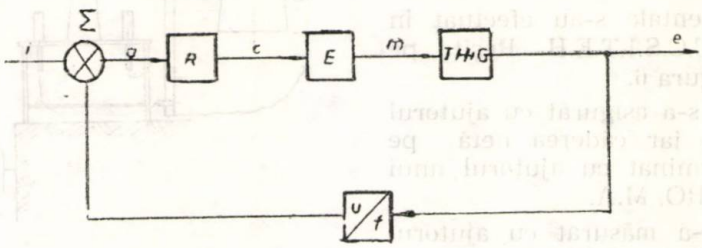


Fig. 4 Schema bloc a sistemului de reglare pentru funcționarea pe rețea izolată.

In figură s-au utilizat următoarele notații :

i — mărimea de intrare, tensiune continuă proporțională cu frecvența de consemn ;

r — mărime de reacție, tensiune continuă, proporțională cu frecvența generatorului asincron ;

a — mărimea de acționare, tensiune continuă ;

c — mărimea de comandă, treaptă de tensiune pozitivă, respectiv negativă ;

m — mărime de execuție, deplasare a aparatului director al microturbinei ;

e — mărime de ieșire, frecvența generatorului asincron ;

$f\,u$ — traductor (convertor) de frecvență-tensiune electronic-sumator electronic ;

R — regulator de frecvență electronic ;

E — mecanism de execuție (motoreductor) ;

TH+G — microturbină hidraulică + generator asincron.

Sistemul de reglare urmărește în permanență variația frecvenței generatorului asincron, sesizează diferența între mărimea de intrare și cea de reacție, elaborînd, prin intermediul sumatorului, mărimea de acționare a, transmisă mecanismului de execuție ca mărime de comandă c, care la rîndul ei, prin mărimea de execuție m, acționează asupra deschiderii aparatului director.

Sistemul de automatizare a microhidrogeneratorului funcționînd în sistem național, s-a realizat pe baza schemei-bloc din figura 5.

Echipamentul electric de comandă, măsură și protecție este amplasat într-un dulap tipizat și cuprinde următoarele circuite :

a) circuitul de curent alternativ prin care se realizează conectarea generatorului la rețeaua națională și care cuprinde : contactorul **c**, siguranța e_1, releul termic e_2 și circuitul de măsură împreună cu ampermetrul, voltmetrul și watmetrul ;

b) circuitul de curent continuu prin care se realizează manevrarea aparatului director și închiderea aparatului director în cazul dispariției tensunii în rețeaua națională. Acest circuit cuprinde alternatorul **A**, releul regulator **R**, motorul de acționare **m**, limitatoarele de cursă e_3 și e_4 și contactele auxiliare ale contactorului principal **c** ;

c) circuitul de comandă ce cuprinde bobina contactorului **c** și contactele traductorului de cădere e_5.

Funcțiile pe care le poate realiza echipamentul electric sînt :

— pornirea automată a agregatului prin apariția tensiunii în rețea, cînd căderea pe amenajare este corectă și e_5 închis ; ca urmare

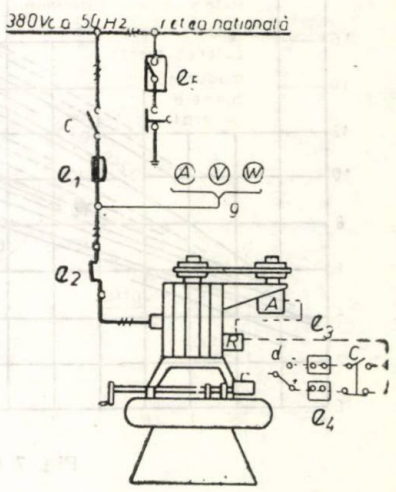


Fig. 5 Schema bloc a sistemului de automatizare pentru funcționarea în paralel cu sistemul energetic național.

se închide contactorul **c** și se conectează generatorul la rețea ; prin transmisia cu curea se antrenează alternatorul care prin intermediul releului regulator **R** și a contactelor auxiliare ale contactorului **c** determină deschiderea aparatului director pînă la poziția maximă ;

— oprirea se poate face manual prin butonul **b,** sau automat, dacă dispare rețeaua sau căderea pe amenajare scade sub o valoare minimă, e_5 se deschide, contactorul **c** declanșează, grupul se va ambala, dar concomitent, prin intermediul contactelor auxiliare ale lui **c,** se comandă închiderea aparatului director și deci se evită suprasolicitările ce pot apărea datorită ambalării.

Întregul proces de pornire-oprire se face deci automat, fără a necesita prezența unui personal.

Rezultate experimentale

Încercările experimentale s-au efectuat în cadrul laboratorului C.C.S.I.T.E.H. Reșița, pe standul prezentat în figura 6.

Presiunea în stand s-a asigurat cu ajutorul pompei **P** (Siret 900), iar căderea netă pe microturbină s-a determinat cu ajutorul unui manometru de tip ASTRO, M.A.

Debitul de apă s-a măsurat cu ajutorul unui tub Venturi simetric (T.V.), iar puterea electrică la bornele generatorului cu ajutorul unei truse watmetrice.

S-au efectuat încercări energetice în sistem național, turația hidroagregatului menținîndu-se constantă de către sistem la $n = 1500$ rot/min.

S-au admis ca parametri de încercare : poziția unghiulară a paletelor rotorice și deschiderea a_0 a paletelor directoare, variabilă fiind căderea netă a microturbinei, reglajul realizîndu-se din robinetul **R**.

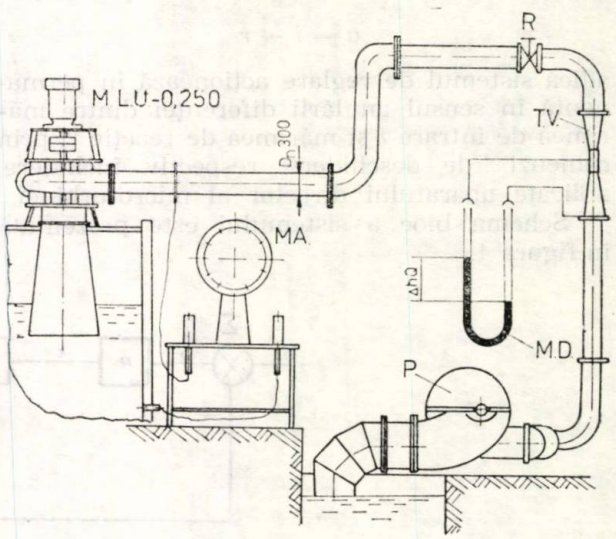


Fig. 6 Schema standului de încercări.

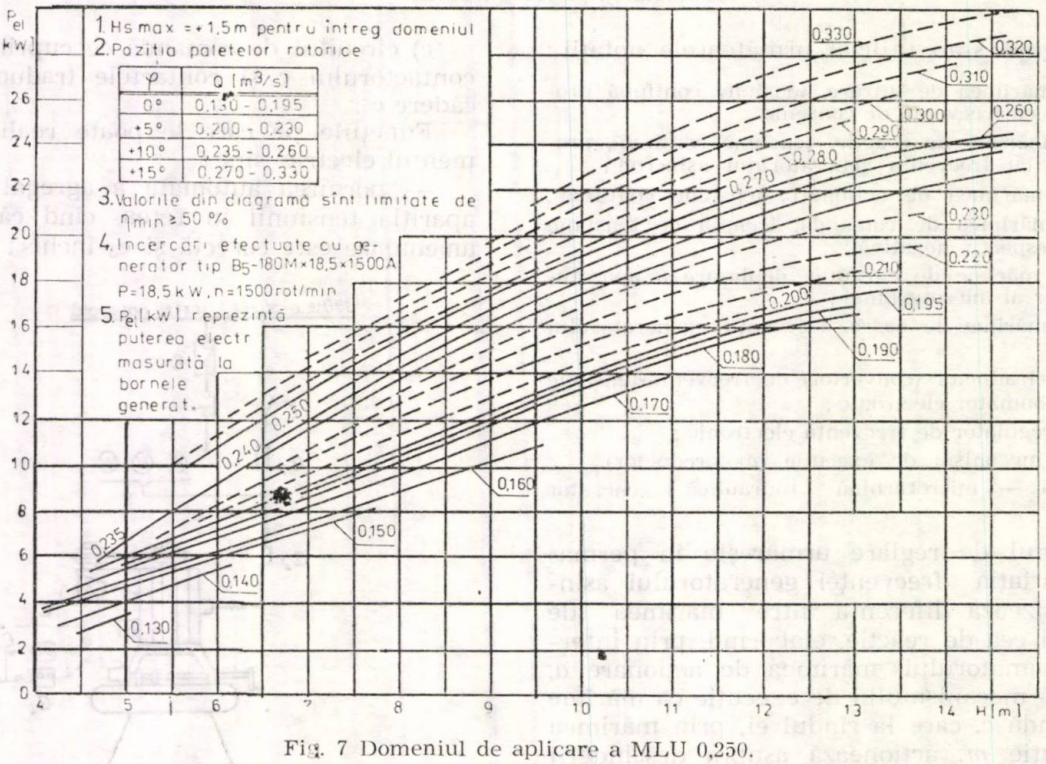


Fig. 7 Domeniul de aplicare a MLU 0,250.

Randamentul global maxim realizat a atins valoarea $\eta_{tot} = 75\%$, la $\varphi = 0^0$, $a_0 = 32$ mm, $Q = 0{,}180$ m³/s, $H = 8{,}75$ m, $P_{el} = 11{,}5$ kW.

In urma prelucrării curbelor primare s-a trasat caracteristica (P_{el}, H) la $Q = \text{const.}$, $\varphi = \text{const.}$, din figura 7, care evidențiază domeniul de aplicare a M.L.U.—0,250, asigurînd un randament global $\eta_{tot} = 50\%$.

Încercările pe stand, efectuate împreună cu sistemul de reglare funcționînd pe rețea izolată, au cuprins următoarele regimuri :

— pornire semiautomată ;
— încărcarea agregatului ;
— aruncare de sarcină ;
— oprire semiautomată.

În figura 8 se prezintă oscilograma regimului de pornire semiautomată, executată în condiția manevrării manuale a robinetului **R**, regulatorul fiind în regim automat, iar aparatul director fiind deschis în jurul deschiderii de mers în gol.

În momentul cînd presiunea p aduce turbina la turația de amorsare (cca 1300 rot/min), apare tensiunea U la bornele generatorului, care crește pînă la valoarea nominală.

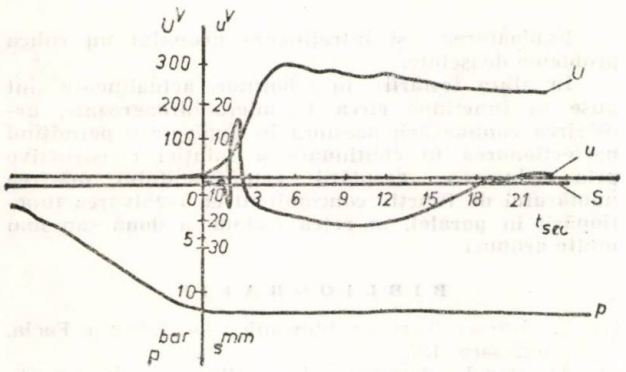


Fig. 8 Oscilograma regimului de pornire semiautomată.

Regulatorul intră în funcție în momentul în care tensiunea U depășește valoarea de 100 V, dînd comenzi către aparatul director, la depășirea valorii de 150÷160 V necesară antrenării motoreductorului și aducînd, în final, grupul la regimul de mers în gol.

Conectarea mașinii la rețeaua izolată și încărcarea grupului este prezentată în figura 9. La conectarea unei trepte de sarcină, creșterea cuplului rezistent la cupla generatorului provoacă scăderea frecvenței acestuia, regulatorul sesizează ieșirea frecvenței din zona de insensibilitate, elaborînd un semnal u corespunzător cu o comandă de deschidere a aparatului director, semnal ce persistă pînă la reintrarea frecvenței în zona de insensibilitate.

În zona deschiderilor mici, din cauza cinematicii aparatului director, mărimea treptelor de încărcare este limitată la circa 10% din puterea mașinii în regim de motor, deoarece în această zonă, la variații relativ mici ale deschiderii aparatului director, apar variații mari ale turației grupului, aceasta ducînd, în cazul conectării unor trepte de sarcină ce depășesc valoarea indicată, la scăderea turației sub valoarea de amorsare, ducînd la dezamorsarea mașinii.

În zona deschiderilor mijlocii, valoarea admisă pentru treptele de sarcină se majorează la 20%, respectiv, în zona deschiderilor mari, la 30% din puterea mașinii din regim de motor.

În figura 10 este prezentată oscilograma unei aruncări de sarcină de la încărcarea maximă, produsă voit, prin deconectarea contactorului principal, sau accidental, prin acționarea protecțiilor.

În momentul aruncării sarcinii, ca urmare a dispariției cuplului rezistent, grupul se ambalează. Regulatorul sesizează ieșirea frecvenței din zona de insensibilitate, elaborînd un semnal u echivalent cu o comandă de închidere a aparatului director al microturbinei, semnal care persistă pînă la reintrarea frecvenței în zona de insensibilitate. Timpul total de manevră pentru aducerea grupului la mers în gol este de 45 secunde, regulatorului fiindu-i necesară o oscilație și jumătate, urmată de cîteva impulsuri de ajustare pentru amortizarea regimului tranzitoriu.

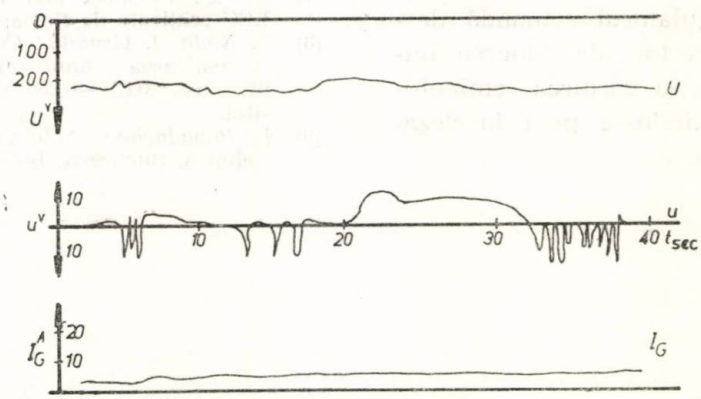


Fig. 9 Oscilograma regimului de încărcare.

Din acest moment grupul poate fi conectat la rețeaua izolată, fiind pregătit pentru încărcare cu sarcini simetrice rezistive.

Valorile maxime pentru tensiune și turație atinse în timpul regimului tranzitoriu sînt de 540 V, adică 2,45 U_n, respectiv 2700 rot/min., adică 1,8 n_n.

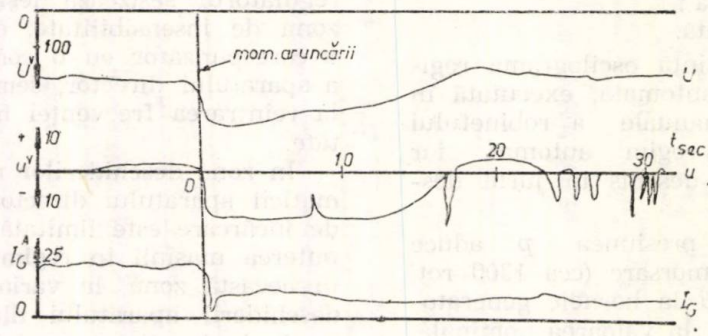


Fig. 10 Oscilograma regimului de aruncare de sarcină.

In figura 11 este prezentată oscilograma unei opriri semiautomate, care se realizează prin închiderea manuală a vanei de admisie a apei în camera spirală a microturbinei, cu regulatorul în regim automat.

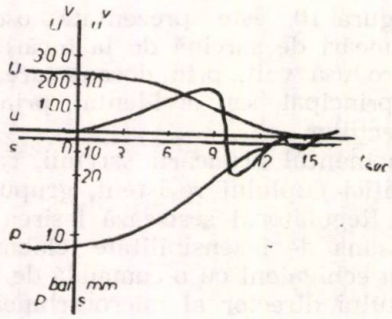


Fig. 11 Oscilograma regimului de oprire semiautomată.

La sesizarea scăderii frecvenței ca urmare a închiderii vanei, regulatorul comandă deschiderea aparatului director (deschiderea inițială de care s-a vorbit la pornirea semiautomată) comanda menținîndu-se pînă la dezamorsarea mașinii asincrone.

Concluzii

Parametrii și performanțele microhidroagregatului satisfac necesitățile unor consumatori izolați, de uz casnic sau industrial, de mică putere.

Exploatarea și întreținerea grupului nu ridică probleme deosebite.

În afara testării în laborator, actualmente sînt puse în funcțiune circa 10 microhidroagregate, urmărirea comportării acestora în exploatare permițînd perfecționarea în continuare a soluției constructive prin reducerea greutății echipamentului, mărirea numărului de funcții. concomitent cu rezolvarea funcționării în paralel, în rețea izolată, a două sau mai multe grupuri.

BIBLIOGRAFIE

[1] *I. Anton* : Turbine hidraulice — Editura Facla, Timișoara, 1979.

[2 *D. Pavel* : Turbine hidraulice și echipamente hidroenergetice Vol. I Ed. didactică și pedagogică, București, 1965.

[3] *A. Bărglăzan, I. Preda* : „Grup hidroelectrogen automatizat pentru microcentrala Negoiu" în Studii și cercetări științe tehnice nr. 3—4 Tom VIII, 1961.

[4] *A. L. Gherman, I. N. Scoblin* : Montaj ecsploatația i remont oborudovania malîh i srednîh 'ghidroturbin" Maşghiz — Moscova, 1959.

[5] *V. S. Kviatkovski* : Malie ghidroturbin — Maşghiz Moskova, 1950.

[6] *D. Pavel* : Microturbină elicoidală în Energetica, 1956.

[7] *x x x* : Prospect pentru microcentrale HYDROLEC realizate de firma franceză LEROY-SOMER.

[8] *T. Neda, I. Grando* : Cercetări privind concepția și realizarea unui microhidroagregat de largă utilizare, MLU—0,250 (Uz intern CCSITEH Reșița).

[9] *I. Papadache* : Automatizări industriale, Ed. Tehnică, București, 1978.

CZ : 621.22

Microhidroagregat cu jet înclinat și sistemul de reglare aferent

Ing. Traian **NEDA**, ing. Ioan **GRANDO** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Generalități

Destinat a funcționa în principal, în cadrul instalațiilor cu turbine eoliene, microhidroagregatului cu jet înclinat realizat de CCSITEH Reșița poate fi utilizat, în sistem național sau rețea izolată și în cadrul unor amenajări hidro de mică putere.

Instalația cu turbină eoliană realizată de INCREST București, asigură apa necesară prin stocare într-un rezervor așezat pe un pilon la o anumită înălțime, unde este pompată cu o pompă de adîncime, acționată de turbina eoliană cu ajutorul energiei vîntului.

Scopul de irigare a terenurilor agricole cu apa stocată în rezervor este dublat de producerea energiei electrice de către microhidroagregat la o putere corespunzătoare parametrilor hidraulici asigurați, cădere respectiv debit ($P_{el} = 1{,}5$—2 kW).

Microhidroagregatul prezentat, se compune dintr-o microturbină cu jet înclinat, un generator asincron și sistemul de reglare în două variante constructive.

Microturbina și generatorul

Datele de proiectare au fost impuse astfel :

— căderea de calcul, $H_c = 20$ m ;
— debitul, $Q = 0{,}011$—$0{,}017$ m³/sec. ;
— debitul de calcul, $Q_c = 0{,}014$ m³/sec. ;
— turația turbinei și a generatorului, $n = 1000$ rot/min. ;
— randamentul turbinei $\eta_T = 0{,}7$;
— diametrul caracteristic al rotorului este diametrul de intrare D_1, care a rezultat din condiția :

$$D_1 = \frac{n_1^1 \cdot \sqrt{H}}{n} = \frac{40 \cdot \sqrt{20}}{1000} = 0{,}178 \text{ m},$$

unde turația unitară optimă s-a admis după [2, 3], $n_1^1 = 40$ rot/min. ;

— diametrul jetului d_0, conform [6] rezultă din ecuația de continuitate, respectiv relația :

$$d_0 = 0{,}542\, Q^{1/2}/H^{1/4} = 0{,}542 \cdot 0{,}016^{1/2}/20^{1/4} = 32 \text{ mm} ;$$

— diametrul duzei injectorului $d = 1{,}1 \cdot d_0 = 35$ mm ;

— rapoartele $D_1/d_0 = 178/32 = 5{,}56$ conform [2, 3], iar $B_1/d_0 = 65/32 = 2{,}03$ evidențiază lățimea paletei respectiv extinderea pe rază ;

— numărul de palete $z = 20$;

forma paletelor este sferică și au fost realizate prin ambutisare din tablă de oțel ;

— scheletul paletelor asigură unghiurile : $\alpha_1 = 22{,}5^0$; $\beta_1 = 2\alpha_1$; $\beta_2 = 165^0$;

— turația specifică calculată cu valorile mai sus prezentate, respectiv relația după [2, 3] are valoarea $n_s = 245 \cdot 32/178 = 44$.

Modelul experimental este prezentat în schița din figura 1 și împreună cu sistemul de protecție la ambalare respectiv elementele de acționare automată a injectorului în figura 4.

Părțile componente (fig. 1) principale sînt :

— corpul microturbinei **1**, rotorul 2, injectorul cu acționare manuală **3** ;

— generatorul asincron **4** (motor electric asincron tip B 5—112 Mx 2, 2 x 1000 A, cu flanșă, fabricație de serie.

Încercări experimentale și analiza rezultatelor. Experimentările au fost efectuate pe standul în circuit deschis al laboratorului C.C.S.I.T.E.H., adaptat corespunzător și prezentat în figura 2. În cadrul metodologiei de încercare s-a admis ca parametru, fix cursa S a acului injectorului, variabila fiind căderea netă H a turbinei. Presiunea în stand este asigurată cu ajutorul pompei **P**, reglajul acesteia efectuîndu-se cu robinetele $\mathbf{R}_1$ și $\mathbf{R}_2$. Căderea netă H a turbinei cu jet înclinat se măsoară cu un manometru de tip ASTRÖ, notat **M.A.** pe figură. Debitul se determină cu un ajustaj tip ISA 1932 notat **A**, a cărui cădere de presiune se determină cu un manometru diferențial cu mercur **M.D.**

Turația generatorului și turbinei se controlează cu un turometru mecanic, iar puterea electrică debitată de generator se înregistrează cu o trusă wattmetrică.

Încercările energetice efectuate cu modelul experimental funcționînd în paralel cu sistemul național, fără regulator utilizînd un generator asincron tip B 5—112 M x 2, 2 x 1000 A au permis ridicarea caracteristicii universale prezentată în figura 3.

Randamentele globale (turbină+generator), realizate in condițiile mai sus prezentate și cu precizările din figură, au atins valorile maxime $\eta_{tot} = 57 \div 58\%$, în domeniul de căderi $H = 23 \div 31$ m și $P_{el} = 1{,}5 \div 2{,}1$ kW. In acest domeniu de puteri generatorul asincron are randamentul la valorile $\eta_G = 74{,}5 \div 76\%$. De aici rezultă randamentul hidraulic al turbinei (rotor+injector) $\eta_T = \eta_{tot}/\eta_G = 76{,}3 \div 76{,}5\%$.

La căderea $H = 20$ m, cursă ac injector $S = 35$ mm se realizează un randament maxim global $\eta_{tot} = 54\%$ și o putere electrică $P_{el} = 1{,}1$ kW.

În aceste condiții randamentul generatorului are valoarea $\eta_G = 70{,}5\%$, iar randamentul hidraulic al turbinei va rezulta $\eta_T = 76{,}6\%$.

Deși modeste, randamentele pentru turbine de puteri așa mici pot fi considerate acceptabile și pot prezenta interes pentru beneficiari, datorită construcției lor simplificate, a costurilor mai reduse de fabricație, respectiv a exploatării ușoare și întreținerii ce nu solicită personal cu înaltă calificare.

Cercetările în curs și de viitor urmăresc realizarea unor noi variante de rotori și echipament mecanic pentru acest tip de microturbină, care să asigure randamente sporite, într-o gamă mai largă de căderi și debite.

Echipamentul electric

Funcțiile echipamentului electric. Echipamentul electric al turbinei asigură posibilitatea utilizării microhidroagregatului, racordat la rețeaua națională sau la o rețea izolată. Pentru fiecare din cazurile de funcționare de mai sus, structura echipamentului electric diferă. Această structură a fost stabilită în funcție de sarcinile echipamentului electric.

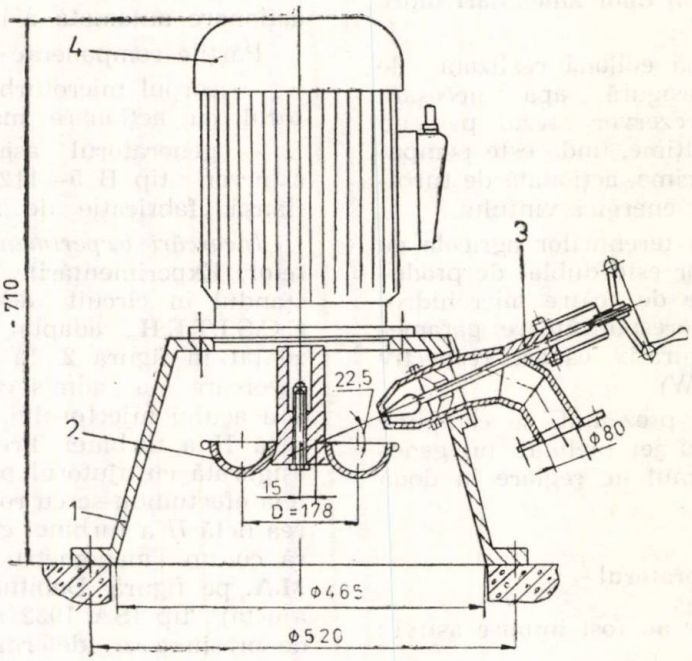


Fig. 1 Modelul experimental.

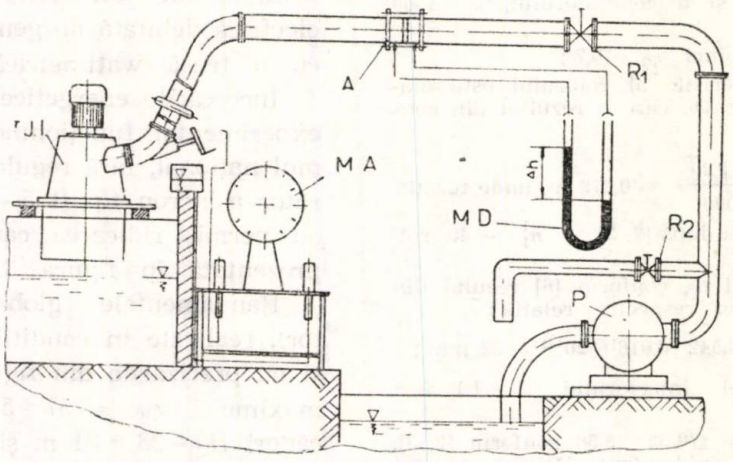


Fig. 2 Schița standului de experimentări.

Funcțiile echipamentului electric, **în cazul funcționării** microagregatului racordat **la rețeaua națională** sînt :

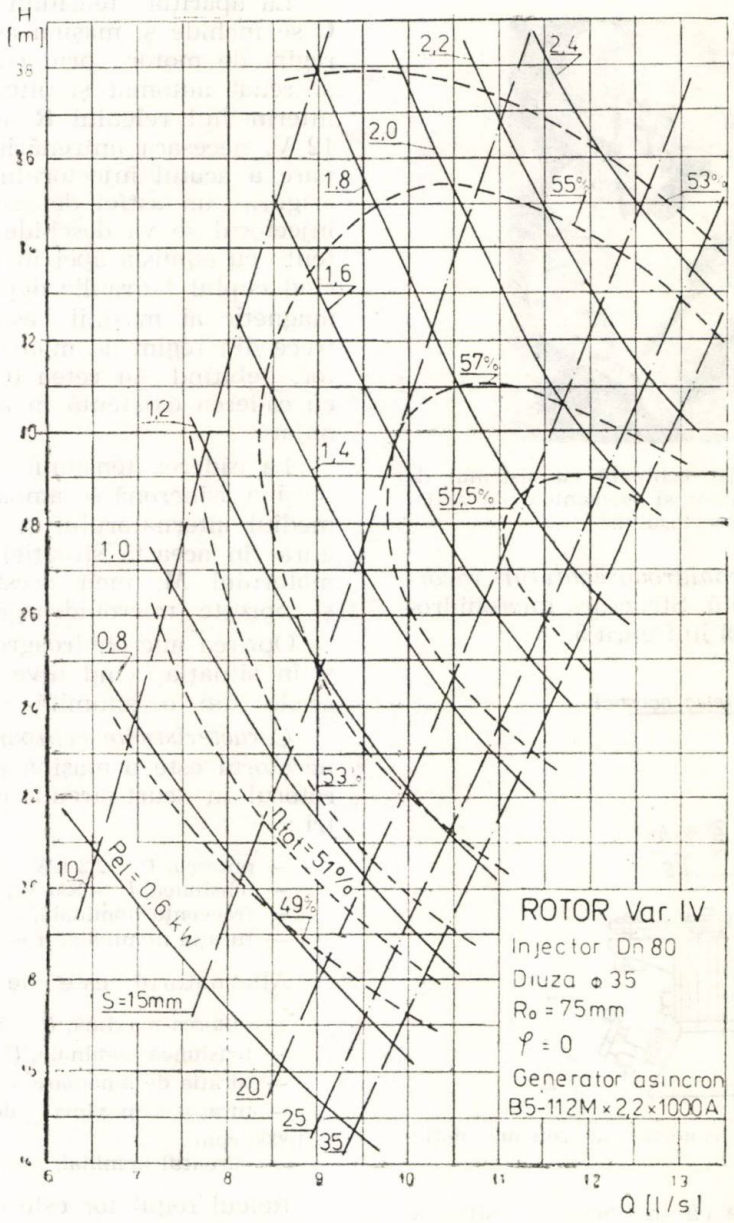


Fig. 3 Caracteristica universală a modelului.

a) — să asigure pornirea și oprirea grupului ;

b) — să asigure posibilitatea opririi de avarie ;

c) — să aisgure măsurarea principalilor parametrii electrici ;

d) — să asigure o semnalizare optică a poziției unor elemente de acționare și conectare ale microhidroagregatului ;

e) — să asigure limitarea în timp a ambalării, în cazul unor aruncări de sarcină totală.

Funcțiile echipamentului electric în **cazul funcționării** microhidroagregatului racordat **la o rețea izolată** sînt identice inclusiv punctul **d**, dar la acestea se mai adaugă :

f) — să asigure excitarea mașinii asincrone ;

g) — să mențină tensiunea și frecvența, constante, în anumite limite, indiferent de modul de variație al sarcinii ;

h) — să asigure limitarea în timp a ambalării, în cazul unor aruncări de sarcină.

Avînd în vedere funcțiile de mai sus, precum și faptul că funcțiile de la **a** la **d** sînt comune ambelor situații, echipamentul electric s-a amplasat într-un dulap tipizat a cărui parte de forță este comună.

Așa cum s-a arătat în prima parte a lucrării, în ambele situații de funcționare s-a utilizat ca generator electric o mașină asincronă ce funcționează în regim de generator.

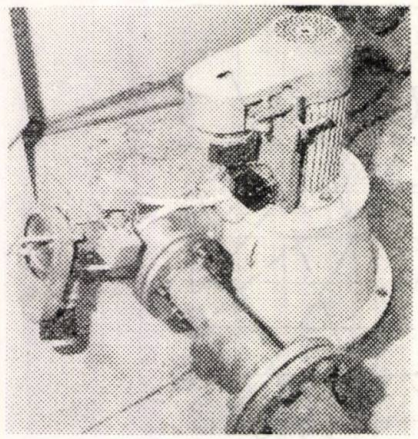


Fig. 4 Microturbina cu jet echipată cu sistemul de protecție la ambalare și elementele de acționare automată a injectorului.

Funcționarea microhidroagregatului racordat la rețeaua națională. Structura microhidroagregatului este arătată în figura 5.

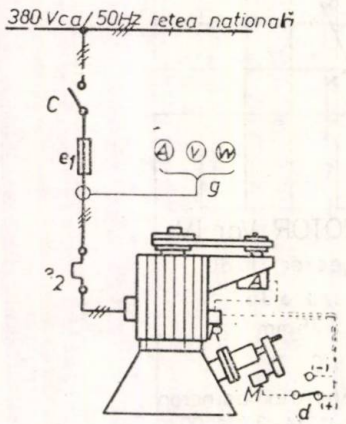


Fig. 5 Microhidroagregat conectat la rețeaua națională.

Din figură se vede că în această situație avem două circuite distincte și anume :

— circuitul de curent alternativ, ce cuprinde contactorul **C**, siguranța e_1, releul termic e_2 și generatorul asincron, aparatele de măsură **g** ;

— circuitul de curent continuu, ce cuprinde alternatorul **A,** releul regulator **R,** motorul de curent continuu **M** și releul de sens **d**.

Echipamentul permite pornirea manuală, oprirea normală și de avarie a grupului, sau comanda complet automată a grupului, condiționată de căderea existentă în amenajare și de prezența tensiunii în rețea.

Vom descrie funcționarea în regim automat.

Presupunem vana de pe aducțiune deschisă, injectorul turbinei hidraulice închis și nivelul din amenajare corespunzător funcționării.

La apariția tensiunii în rețea, contactorul **C** se închide și mașina asincronă se învîrte în regim de motor ; prin cuplarea mecanică este antrenat automat și alternatorul **A** care prin intermediul releului **R** asigură o tensiune de 12 V, necesară antrenării motorului de acționare a acului injectorului **M,** iar releul **d** va asigura un astfel de sens motorului **M,** încît injectorul se va deschide la maxim. Concomitent cu admisia apei în turbină, în momentul cînd cuplul hidraulic depășește cuplul electromagnetic al mașinii asincrone, aceasta va trece din regim de motor în regim de generator, debitînd în rețea o putere proporțională cu căderea existentă în acel moment, în amenajare.

La căderea tensiunii în rețeaua națională, mașina asincronă se ambalează, dar prin intermediul alternatorului și al releului **d** se asigură (în această situație) un astfel de sens motorului **M,** încît acesta închide injectorul și oprește microhidroagregatul.

Oprirea microhidroagregatului se poate face și în situația cînd nivelul apei în amenajare scade sub o anumită valoare.

Caracteristicile echipamentului electric. Generatorul este o mașină asincronă de serie, cu rotorul în scurt-circuit, cu următorii parametri :

— puterea, $P = 2{,}2$ kW ;
— tensiunea, $U = 380$ V ;
— frecvența nominală, $f = 50$ Hz ;
— turația nominală, $n = 1000$ rpm.

Alternatorul este de tipul 1113 :

— puterea maximă, $P = 500$ W ;
— tensiunea nominală, $U = 12$ V ;
— turația de amorsare, $n_a = 980$ rpm ;
— turația maximă de funcționare, $n_{max} = 10000$ rpm ;
— curentul nominal, $I = 30$ A.

Releul regulator este de tipul 1410, cu tensiunea nominală $U_n = 12$ V.

Motorul de antrenare al acului injectorului este de tipul EP 3 :

— tensiunea nominală, $U = 12$ V ;
— momentul de pornire, $M_p = 130$ kpcm ;
— turația nominală, $n = 70$ rpm.

Pentru a asigura turația de amorsare a alternatorului s-a utilizat o amplificare mecanică de 1 : 2 a turației turbinei astfel ca alternatorul să funcționeze în zone unei turații de 2000 rpm.

Rezultate experimentale. Întregul echipament a fost încercat pe standul de probă, descris în capitolul 1. Pe acest stand au fost simu-

late toate regimurile de funcționare și s-au obținut următoarele date :

— supraturația la aruncarea de sarcină $k = \frac{n_{max}}{n_n} = 1{,}8$;

— timpul de deschidere completă a injectorului $t_d = 30$ sec. ;

— timpul de închidere completă a injectorului $t_i = 30$ sec. ;

— durata supraturării $n > n_n$ 20 sec.

Restul caracteristicilor putere, randament în funcție de cădere sînt redate în fig. 3.

Funcționarea microhidroagregatului racordat la rețeaua izolată. Structura microhidro-

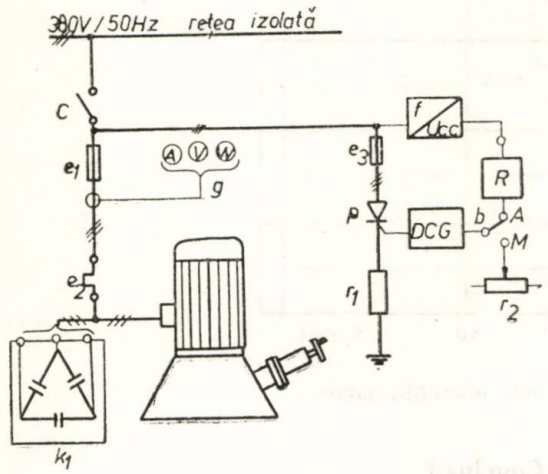


Fig. 6 Microhidroagregat conectat la rețea izolată.

agregatului este redată în figura 6. Din figură reiese că în acest caz avem trei circuite și anume :

— circuitul de forță constituit din contactorul **C**, siguranța e_1, releul termic e_2, bateria de condensatoare **K** și circuitul de măsură **g**, cu ampermetru, voltmetru și wattmetre ;

— circuitul de disipare format din siguranțele e_3, puntea de tiristoare **p** și rezistența de disipare p_1 ;

— circuitul de reglare format din traductorul de frecvență, regulatorul **R**, cheia de alegerea regimului **b**, dispozitivul de comandă pe grilă **DCG** și potențiometrul de prescriere manuală.

Ansamblul permite funcționarea în regim automat, sau manual, în funcție de poziția cheii **b**.

Principiul de funcționare constă în funcționarea microhidroagregatului la sarcină constantă, indiferent de modul de variație al acesteia. Aceasta se realizează cu ajutorul punții de tiristoare și a rezistenței de disipare.

Dacă sarcina crește, unghiul de aprindere al tiristoarelor se închide pînă ce se realizează aceeași tensiune și frecvență.

Toate aceste operații sînt preluate de regulator, în regim automat.

Pornirea agregatului se face manual, prin deschiderea injectorului ; ca urmare turbina, respectiv, generatorul încep să se învîrtească ; datorită bateriei de condensatoare de excitare, generatorul începe să se excite începînd de la aproximativ 800 rpm. În momentul apariției tensiunii și frecvenței, regulatorul comandă deschiderea unghiului de comandă al tiristoarelor, deci creșterea puterii disipate pe rezistența r_1 pe măsură ce se deschide injectorul. La deschiderea maximă, corespunzătoare puterii maxime debitate la o cădere dată, rezistența de disipare preia întreaga putere. În această situație se poate închide contactorul **C** și astfel se alimentează rețeaua izolată. Dacă vom conecta o sarcină la rețea, tensiunea, respectiv, frecvența va scădea : ca urmare — prin intermediul regulatorului — unghiul de aprindere se va închide, puterea disipată va scădea, iar tensinea și frecvența vor crește. Dacă se va deconecta o sarcină de la rețea, fenomenele se petrec invers.

Caracteristicile echipamentului electric : Generatorul este o mașină asincronă de serie cu rotorul în scurtcircuit și au următoarele date :

— puterea nominală $P_n = 22$ kW ;
— tensiunea nominală $U = 380$ V ;
— frecvența nominală $f = 50$ Hz ;
— turația nominală $n_n = 1000$ rpm.

Bateria de condensatoare **K** este alcătuită din condensatoare legate în triunghi cu următoarele date :

— capacitatea pe faza $C_f = 57$ F ;
— tensiunea nominală $U_n = 800$ V (c.a).

Rezistența de disipare r_1 este formată din două rezistențe tip boiler de cîte 1 kW fiecare, ambele sînt legate în paralel.

Puntea de tiristoare *p* este de tipul monoalternantă și are în componență tiristoare de tipul T 512, fabricație I.P.R.S. București.

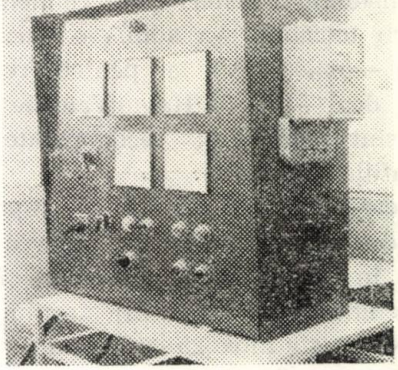


Fig. 7 Dulapul electric tipizat al microhidroagregatului.

Regulatorul este de tipul **P** realizat cu un amplificator operațional de tipul BA 741.

Traductorul de frecvență este de tip **a**, rezonant, realizat cu un circuit rezonant cu elemente active.

supraturații, datorită vitezei mari de răspuns a sistemului de reglare.

În timpul funcționării nu s-au înregistrat fluctuații de frecvență sau tensiune, în timpul unui regim staționar.

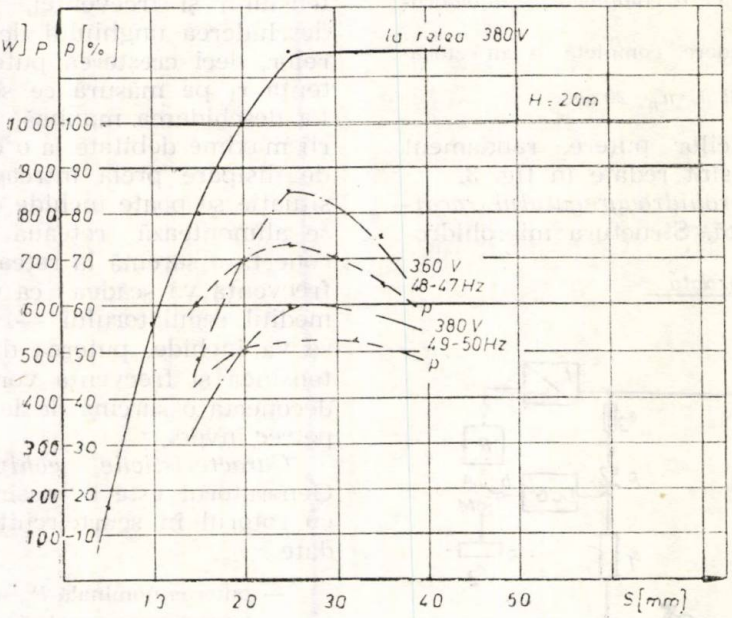


Fig. 8 Caracteristicile de putere ale microhidroagregatului.

Întregul echipament de comandă, reglare, măsură și conectare este amplasat într-un dulap tipizat (fig. 7).

Rezultate experimentale. Întregul echipament a fost experimenat pe standul de încercări descris în capitolul 1.

În urma experimentărilor s-a ridicat caracteristica $P = f(s)$ pentru $U \simeq$ ct ; $f \simeq$ ct., respectiv $p = f(s)$ pentru $U =$ ct. și $f =$ ct. (fig. 8).

Pentru comparație, pe caracteristica $p = f(s)$ s-a reprezentat și puterea debitată în funcționarea microhidroagregatului conectat la rețeauą națională. Ambele caracteristici s-au ridicat la o cădere constantă de 20 m și o valoare constantă a bateriei de condensatoare.

Pentru tensiune s-a admis o variație maximă de —5% (20 V), iar pentru frecvență o variație de —6% (3 Hz). Valorile acestor variații sînt admise și recomandate și de bibliografiile studiate.

Din caracteristică rezultă că, raportată la puterea din rețeaua națională, puterea maximă obținută în regim izolat reprezintă 73,2% și deci deschiderea optimă a injectorului se situează aproximativ între 25 ÷ 30 mm.

La aruncări de sarcină parțială sau integrală nu se înregistrează supratensiuni sau

Concluzii

Microhidroagregatul cu jet înclinat astfel echipat satisface cerințele unor puteri mici de pînă la 10 kW, atît în funcționarea la rețea națională cît și în funcționarea în rețea izolată.

Dezavantajul sistemului de reglare cu disipator îl constituie faptul că rezistența de disipare trebuie dimensionată la puterea nominală a gruplui. În vederea ridicării coeficientului de utilizare al amenajării propunem (în viitor) ca energia disipată să fie utilizată la încălzirea apei necesare unor scopuri menajere.

Astfel de grupuri răspund necesităților ridicate de cabane turistice sau forestiere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Webster, I.* : Hidraulic impulse turbines of high specific speed, In „Water Power", Iulie, 1973, pg. 250—260.

[2] *x x x* : Turbine cu jet înclinat, In „Turbine hidraulice" vol. LXXV, Ed. Construcția de mașini, Beijing, 1978, pag. 77—78, Traducere din limba chineză.

[3] *Edeli, I. U.* : Covsovîe ghidroturbinî — Mașghiz, Moskova—Leningrad, 1963, pg. 53—57.

[4] *Scipuliu, I. F.* : Isledovania i rascetî ghidroturbin i reguliatorov, In „Trudî vigm", vol. XXI, Ed Mașghiz — Moscova, 1958, pg. 76—94.

[5] *Sciapov, N. M.* : Echipamentul de turbine al hidrocentralelor, Editura eneregtică de stat, Moskova — Leningrad, 1961, pg. 55—56.

[6] *Anton, I.* : Turbine hidraulice — Editura „Facla" Timișoara, 1979.

CZ : 626/627:621.2

Transformatoare hidraulice pentru ridicarea apei în agricultură. Berbecul hidraulic

Dr. ing. Ernest ȘIȘAK — Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timișoara

Reducerea consumului de energie în sistemele de irigații (energie electrică, respectiv carburanți, cînd pomparea se face cu pompe montate pe tractor) impune folosirea tuturor posibilităților care satisfac acest imperativ.

Astfel devine din nou actuală (între alte soluții) folosirea berbecului hidraulic, cînd sînt îndeplinite condițiile naturale care asigură funcționarea sa.

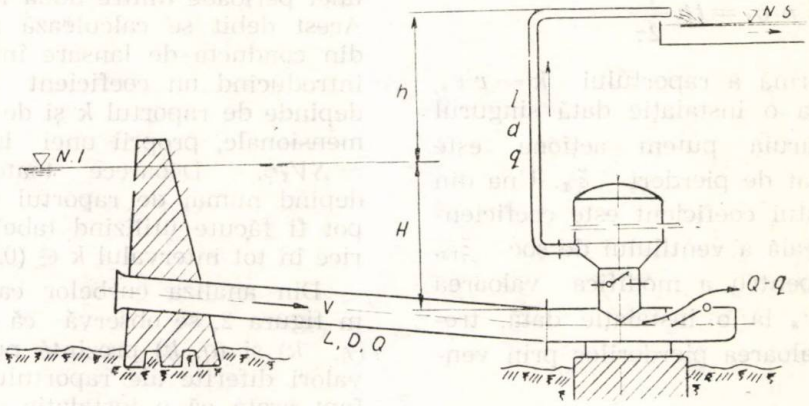


Fig. 1 Schema unei instalații cu berbec hidraulic.

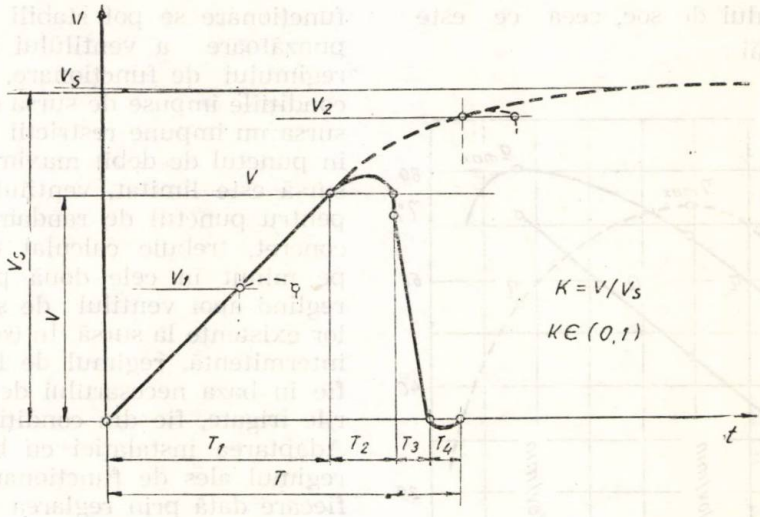


Fig. 2 Schema de funcționare hidrodinamică a berbecului hidraulic.

În figura 1 se arată schema unei instalații de ridicarea apei cu un berbec hidraulic, iar în figura 2 — schema de funcționare hidraulică, avînd la bază mișcarea în conducta de lansare, cu viteza v, a unei particule de apă, în perioada dintre două lovituri consecutive ale ventilului de șoc. Elementul hidraulic hotărîtor, care caracterizează regimul de funcționare al berbecului, este valoarea vitezei în conducta de aducțiune în momentul $t = T_1$, cînd începe închiderea ventilului de șoc. Valoarea relativă a acestei viteze, raportată la valoarea ei maximă v_s, corespunzătoare regimului staționar în conductă sub căderea H (v/v_s se notează cu k, $k \in (0,1)$) este parametrul

principal asupra căruia trebuie acționat pentru ca un berbec hidraulic de construcție dată să funcționeze în regimul optim.

Din ecuațiile mișcării nestaționare se știe că viteza în momentul t este dată de relația :

$$v = v_s th \frac{t}{2\tau},$$

unde τ este o mărime caracteristică instalației :

$$\tau = \frac{1}{\sqrt{2gH(1+\xi_s)}}$$

având o valoare constantă pentru o instalație dată.

Admițînd pentru parametrul k valori în intervalul (0,1), se poate calcula momentul închiderii ventilului de șoc la toate regimurile posibile de funcționare :

$$k = v/v_s = th \frac{t}{2\tau}$$

Din această formă a raportului $k = v/v_s$, se constată că la o instalație dată singurul element asupra căruia putem acționa este coeficientul însumat de pierderi ξ_s. Una din componentele acestui coeficient este coeficientul de pierdere locală a ventilului de șoc ξ_{vs}. Rezultă deci că, pentru a modifica valoarea raportului $k = v/v_s$ la o instalație dată, trebuie modificată valoarea pierderilor prin ventilul de șoc.

Acest rezultat arată că reglarea regimului de funcționare al berbecului hidraulic se face prin reglarea ventilului de șoc, ceea ce este posibilă pe două căi :

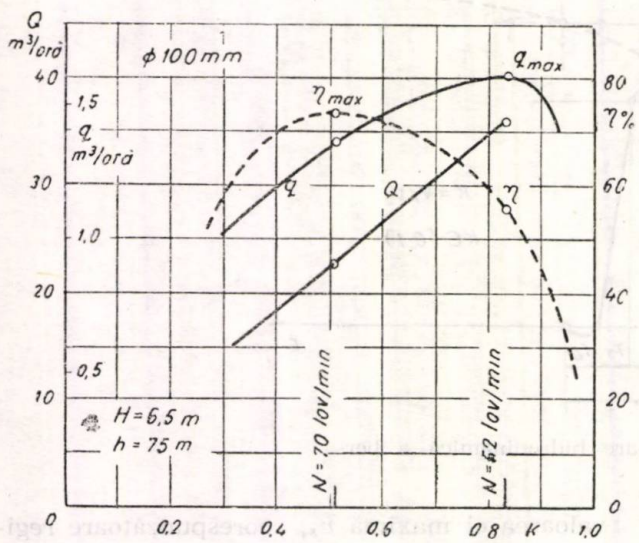


Fig. 3 Caracteristicile de funcționare ale berbecului hidraulic.

— modificarea cursei,
— modificarea masei,
respectiv a ambelor mărimi, în același timp.

Figura 2 arată caracteristica berbecului hidraulic, cuprinzînd curbele de variație pentru trei mărimi, ale căror valori depind de reglarea ventilului de șoc, respectiv de valoarea raportului $v/v_s = k$, trecut în abscise.

Aceste mărimi sînt :
— debitul conductei de lansare, Q [l/s] ;
— debitul refulat, q [l/s] ;
— randamentul insalației, calculat convențional cu formula :

$$\eta = \frac{qh}{QH}$$

Debitul refulat q se definește ca fiind volumul de apă intrat în camera de echilibru, în faza de refulare, sub acțiunea undei de suprapresiune din lovire, împărțit la timpul total al unei perioade dintre două lovituri consecutive. Acest debit se calculează raportat la debitul din conducta de lansare în regim staționar, introducînd un coeficient de debit φ, care depinde de raportul k și de cîteva mărimi adimensionale, proprii unei instalații date : $q = SV_s\varphi$. Deoarece toate aceste mărimi depind numai de raportul $v/v_s = k$, calculele pot fi făcute utilizînd tabele cu valori numerice în tot intervalul $k \in (0,1)$.

Din analiza curbelor caracteristice trecute în figura 2, se observă că cele două curbe (η, k) și (q, k) prezintă puncte de maxim la valori diferite ale raportului $k = v/v_s$. Acest fapt arată că o instalație cu berbec hidraulic poate funcționa fie cu debit refulat maxim, fie cu randament maxim. Cele două regimuri de funcționare se pot stabili prin reglarea corespunzătoare a ventilului de șoc. La alegerea regimului de funcționare, se ține seama de condițiile impuse de sursa de apă. În cazul cînd sursa nu impune restricții de debit, se va lucra în punctul de debit maxim, iar cînd debitul la sursă este limitat, ventilul de șoc se va regla pentru punctul de randament maxim. În mod concret, trebuie calculat numărul de lovituri pe minut în cele două puncte caracteristice, reglînd apoi ventilul de șoc conform condițiilor existente la sursă. În condiții de funcționare intermitentă, regimul de lucru se poate alege fie în baza necesarului de debit pentru culturile irigate, fie din condițiile impuse de sursă. Adaptarea instalației cu berbec hidraulic la regimul ales de funcționare se face ușor, de fiecare dată prin reglarea ventilului de șoc.

În caracteristica din figura 3 sînt marcate valorile corespunzătoare celor două regimuri de maxim la o instalație cu un berbec hidraulic de ∅100, funcționînd la acumularea I.A.S. Giarmata, jud. Timiș. Pe figură sînt trecute și datele instalației care au stat la baza calculelor.

Cu metoda prezentată, regimul de funcționare al unei instalații cu berbec hidraulic se poate stabili prin calcul, la valorile optime ale parametrilor fiecărei situații concrete, determinate de condițiile din teren.

Ca elemente de construcții hidromecanice, instalarea unui berbec hidraulic nu prezintă probleme deosebite. O priză obișnuită cu grătar și o cameră de punere sub presiune, de la care pornește conducta de lansare, sînt elementele constructive la intrare. La căpatul inferior al conductei de lansare se racordează berbecul hidraulic, montat pe un soclu de fundații combinat cu o restituire în rîu. La instalațiile mari, respectiv multiple, trebuie prevăzut și un bloc de ancorare. Trebuie prevăzută, de asemenea, posibilitatea de golire și de protecție pe timp de iarnă. Nu este necesar un adăpost închis de felul stațiilor de pompare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ovsepian, V. M.* : Berbecul hidraulic și instalații cu berbec hidraulic. Ed. Mașinostroienie, Moscova, 1968.

[2] *Șișak, E.* : Cercetări experimentale asupra pompei berbec cu ventile de șoc de diferite construcții. Bul. I.P.T., Tom I (15), Fasc. 2, 1956.

CZ : 621.24

Studiul domeniului optim de acoperit cu microhidroturbine de tip Banki. Studii de tipizare

Dr. ing. Ernest ȘIȘAK — Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timișoara

În lucrare se prezintă rezultatele sistematizării datelor hidraulice Q și H ale amenajărilor și legarea acestora de mărimile constructive principale D și B ale turbinelor de tip Banki. Acest studiu se concretizează sub forma unor diagrame de tipizare și a unor tabele care conțin toate elementele menționate, în condiția realizării conversiei optime a energiei de către acest tip de turbină hidraulică. Diagramele oferă posibilitatea stabilirii combinațiilor de valori Q, H care stau la baza tipizării cu număr minim de variante constructive.

Relații și mărimi de calcul

În cadrul studiului sînt utilizate relațiile care delimitează domeniul ocupat de turbina Banki în sistematizarea generală a tipurilor de turbine hidraulice, respectiv sînt condiții ale conversiei în condiții optime. Aceste relații sînt următoarele :

— turația specifică $n_s = n_T \frac{\sqrt{P}}{H^{5.4}}$, în intervalul de valori între 30 și 100 ;

— raportul de viteze $m = u/v$, cu valori de optim la $m = 0{,}45 \sim 0{,}5$.

În aceste relații avem elemente necesare pentru calculele în continuare :

— puterea turbinei $P = \eta_T \varrho\, QH$ [W]

— viteza curentului de apă la intrarea în rotor $v = \varphi\sqrt{2gH}$,

— viteza periferică a rotorului $u = \frac{\pi D_1 n_T}{60}$,

din care se obține :

— diametrul de intrare al rotorului $D_1 = 42 \frac{\sqrt{H}}{n_T}$, unde s-a admis

$$\eta_T = 0{,}75 \quad \text{și} \quad \varphi = 0{,}95.$$

Calculele de tipizare au fost efectuate pentru puterile standardizate ale mașinilor electrice (generator asincron) de fabricație curentă, în țară. A fost ales intervalul de puteri între 1,1 și 45 kW, cu valorile trecute în tabelul 1.

Din relația $D_1 = 42\sqrt{H}/n_T$ se vede că la un diametru D_1 dat, turația turbinei pentru conversia optimă este o funcție de $\sqrt{H}$. Pentru tiposeriile constructive, în baza soluțiilor rea-

Tabelul 1

Nr. crt.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
P [kW]	1,1	1,5	2,2	3	4	5,5	7,5	11	15	18,5	22	30	37	45

lizate și cunoscute din literatură [1], alegem un număr de patru diametre D_1 care conduc la mașini de construcție compactă, pe întregul domeniu al valorilor Q și H, în limitele de n_s studiate. Aceste valori ale diametrului de intrare D_1 sînt trecute în tabelul 2.

Tabelul 2

Nr.	1	2	3	4
D_1 [kW]	220	460	625	800
Tip	B—22	B—46	B—65	B—80

A doua dimensiune principală a turbinei, lățimea B a rotorului necesară tipizării, rezultă din valoarea debitului : $Q = s.v$, s fiind secțiunea lamei de apă la intrare. Această secțiune este determinată de grosimea a_0 a lamei și de lățimea ei, b. În calcule curente [2, 3], grosimea a_0 a lamei se ia $a_0 = 0{,}1\ D_1$, avînd astfel posibilitatea determinării lățimii $b = Q\,a.v.$, unde v este viteza la intrarea în rotor. Lățimea B a rotorului se ia constructiv $b = 0{,}8\ B$.

Întocmirea diagramelor de tipizare pentru un D_1 dat

Alegem sistemul de coordonare cu debitul Q pe abscisă și căderea H pe ordonată. Pe axa ordonatelor se trec și valorile turației turbinei n_T, pentru valorile corespunzătoare ale căderii H.

În acest sistem de coordonate se trec pe rînd următoarele curbe :

— putere P constantă, calculată pentru valorile din tabelul 1 ;

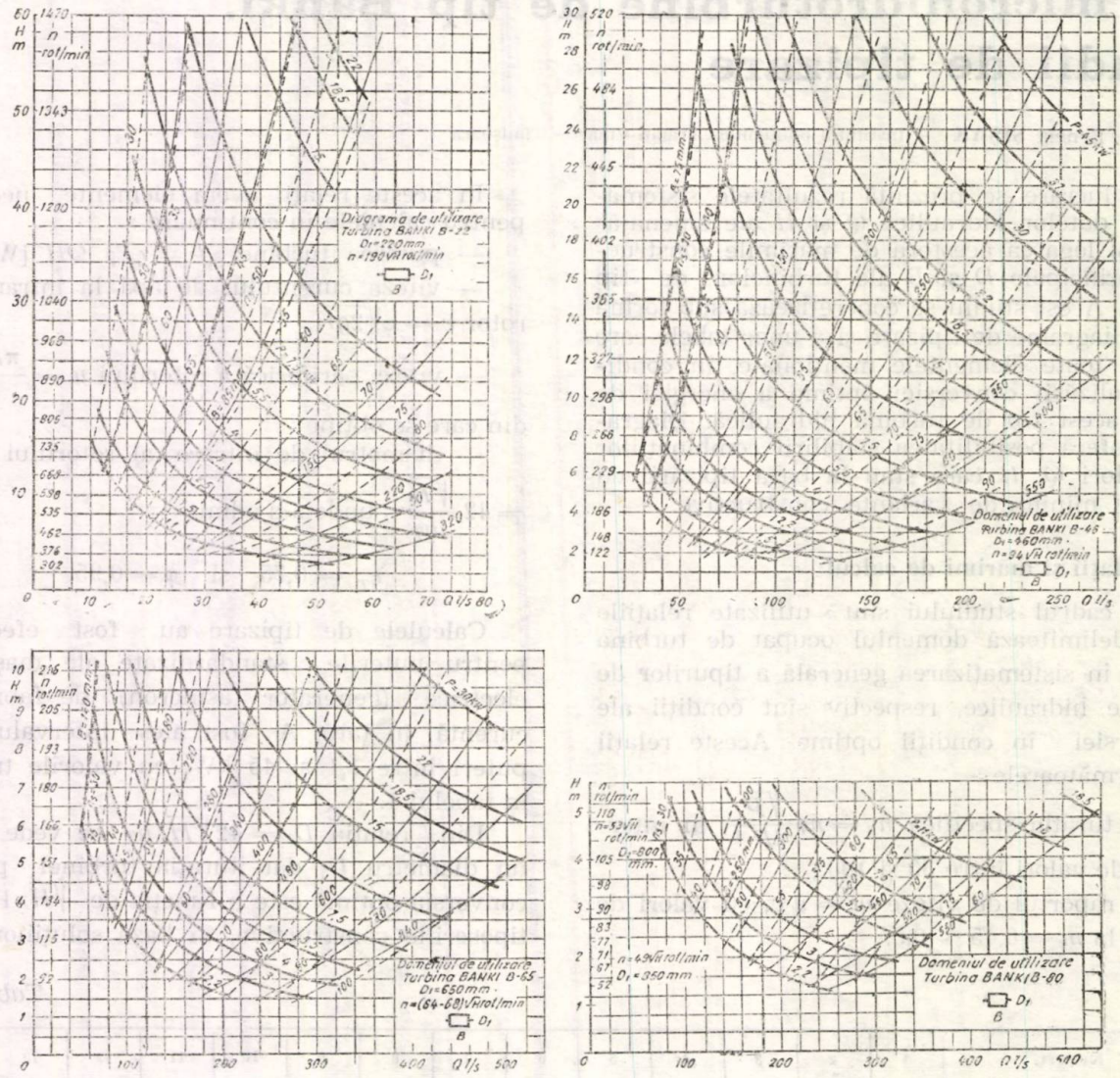


Fig. 1 Diagrame de tipizare pentru turbine de tip Banki în domeniul de turații specifice n între 30 și 100.

Tabelul 3

Tipul	D_1 [mm]	Lățimea B [mm]								
B—22	225	50	65	85	150	220	320			
B—46	460	75	100	150	200	250	350	400	500	
B—65	625	140	180	220	280	340	400	480	600	730	840
B—80	800	200	250	300	375	400	420	500	550		

— turație specifică constantă $n_s = \frac{42}{D_1} \cdot \frac{\sqrt{P}}{H^{3/4}}$

— lățime B constantă $B = Q\ k\ \sqrt{H}$, k fiind o constantă constructivă $k = 0{,}1 \cdot D_1 \cdot 0{,}8\varphi\sqrt{2g}$.

TURBINA BANKI B-22 — $D_1 = 220$ mm, $n = 190\sqrt{H}$ rot/min

P kW		B mm 50	65	85	150	220	320
1,1	H m	12,5		7	4,8	3,6	3,0
	Q l/s	13		21	31	40	52
	n rot/min	674		500	416	360	325
1,5	H m	15,4	10,5	8,7	6,0	4,6	3,7
	Q l/s	14	13	24	34	45	58
	n rot/min	748	615	560	462	417	365
2,2	H m	20	14	11,2	7,6	6,0	4,6
	Q l/s	16	22	27	39	51	65
	n rot/min	853	710	640	523	462	401
3	H m	24,3	16,6	14	9,5	7,3	5,8
	Q l/s	18	25	30	43	56	72
	n rot/min	941	774	710	585	513	458
4	H m	29,5	20	16,7	11,3	8,8	
	Q l/s	20	27	33	47	62	
	n rot/min	1036	850	776	638	563	
5,5	H m	36,4	25	21	14,2	11,0	
	Q l/s	22	30	37	53	69	
	n rot/min	1151	950	870	715	630	
7,5	H m	44,8	31	25,5	17,5		
	Q l/s	25	33	40	58		
	n rot/min	1277	1060	960	795		
11	H m	60	39,5	32,6	22,5		
	Q l/s	28	38	46	66		
	n rot/min	1453	1200	1085	900		
15	H m		49	40			
	Q l/s		42	51			
	n rot/min		1330	1200			
18,5	H m		59,4	46,5			
	Q l/s		45	55			
	n rot/min		1415	1300			
22	H m			52			
	Q l/s			58			
	n rot/min			1370			
30	H m						
	Q l/s						
	n rot/min						
37	H m						
	Q l/s						
	n rot/min						
45	H m						
	Q l/s						
	n rot/min						

TURBINA BANKI B-46 — $D_1 = 460$ mm, $n = 240\sqrt{H}$ rot/min

P kW		B mm 75	100	150	200	250	350	400	500
1,1	H m	5,8	4,7	3,3	2,7	2,2	1,8	1,6	
	Q l/s	28	36	47	58	69	88	97	
	n rot/min	319	198	171	155	139	126	119	
1,5	H m	7,1	5,8	4,1	3,3	2,8	2,2	1,9	1,5
	Q l/s	31	38	52	65	76	97	108	136
	n rot/min	243	220	190	171	157	139	130	115
2,2	H m	9,2	7,5	5,2	4,3	3,6	2,8	2,5	2,0
	Q l/s	35	43	60	75	90	111	124	155
	n rot/min	277	250	214	195	178	157	149	129
3	H m	11,2	9,2	6,6	5,2	4,4	3,4	3,0	2,3
	Q l/s	33	48	66	82	97	122	136	167
	n rot/min	306	283	238	216	198	173	163	143
4	H m	13,6	11,1	7,8	6,3	5,3	4,1	3,7	3,0
	Q l/s	43	53	73	90	105	135	150	180
	n rot/min	337	304	259	236	216	190	180	163
5,5	H m	16,8	13,7	9,5	7,5	6,5	5,1	4,5	3,8
	Q l/s	48	58	80	110	117	150	168	210
	n rot/min	374	338	290	290	240	212	200	183
7,5	H m	20,7	16,8	12	12,4	8	6,2	5,5	4,9
	Q l/s	53	65	90	125	130	165	185	230
	n rot/min	415	374	327	290	266	235	220	198
11	H m	28,8	21,8	15,3	15	10,5	8,3	7,3	
	Q l/s	60	74	102	140	150	190	215	
	n rot/min	472	426	370	346	305	270	255	
15	H m		28,8	18,6	17,2	12,8	10	8,7	
	Q l/s		82	113	150	154	210	235	
	n rot/min		472	405	390	336	300	276	
18,5	H m			21,4	19,3	14,7	11,5	10	
	Q l/s			121	160	176	204	252	
	n rot/min			432	403	360	320	298	
22	H m			24	19,3	16,4	13	11,2	
	Q l/s			130	160	186	238	270	
	n rot/min			460	403	372	338	315	
30	H m			29,3	23,6	20	15,6		
	Q l/s			140	175	205	260		
	n rot/min			502	456	420	371		
37	H m				27,5	23	18		
	Q l/s				190	220	280		
	n rot/min				493	452	402		
45	H m				26,4				
	Q l/s				235				
	n rot/min				482				

TURBINA BANKI B-65 — $D_1 = 625$ mm, $n = (64\text{–}68)\sqrt{H}$ rot/min

P kW		B mm 140	180	220	280	340	400	480	600	730	840
2,2	H m	6,1	3,4	3,0	2,6	2,3	2,1	1,9	1,7		
	Q l/s	68	102	120	135	150	170	196			
	n rot/min	163	124	115	105	100	97	92	87		
3	H m	7,5	4,2	3,7	3,2	2,85	2,55	2,3	2,0	1,7	1,55
	Q l/s	59	100	114	134	152	170	190	218	260	285
	n rot/min	180	137	129	120	113	107	100	95	87	84
4	H m	9	5,1	4,5	3,9	3,4	3,0	2,7	2,3	2,0	1,9
	Q l/s	65	110	126	150	168	198	208	240	283	315
	n rot/min	198	151	142	132	124	115	110	100	95	92
5,5	H m		6,2	5,5	4,7	4,1	3,7	3,3	2,85	2,2	2,2
	Q l/s		122	140	164	196	207	232	267	310	343
	n rot/min		167	157	145	136	129	122	113	106	98
7,5	H m		7,7	6,7	5,7	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,8
	Q l/s		136	155	182	207	230	260	300	345	384
	n rot/min		186	174	160	151	143	134	125	115	112
11	H m		9,7	8,6	7,3	6,4	5,8	5,1	4,4	3,8	3,6
	Q l/s		154	176	208	235	263	295	336	390	435
	n rot/min		209	197	181	170	162	151	141	131	127
15	H m				8,9	7,9	7,0	6,25	5,5	4,8	4,4
	Q l/s				230	260	290	327	375	440	483
	n rot/min				200	189	180	168	157	147	141
18,5	H m				10,1	9,0	8,1	7,4	6,3	5,4	5,1
	Q l/s				245	280	312	352	400	465	515
	n rot/min				213	205	190	182	168	156	151
22	H m					10,1	9,3	8,6	7,1	6,2	
	Q l/s					295	330	370	415	500	
	n rot/min					213	205	193	180	167	
30	H m								8,7		
	Q l/s								480		
	n rot/min								198		

TURBINA BANKI B-80 — $D_1 = 800\text{–}850$ mm, $n = (49\text{–}53)\sqrt{H}$ rot/min

P kW		B mm 200	250	300	375	400	460	500	550
2,7	H m						1,5	1,4	
	Q l/s						210	230	
	n rot/min						61	59	
3	H m					2,05	1,85	1,7	1,6
	Q l/s					210	234	260	285
	n rot/min					72	68	65	62
4	H m	4,0	3,5	3,1	2,6	2,4	2,2	2,0	1,9
	Q l/s	143	160	180	210	230	260	290	320
	n rot/min	105	93	88	83	77	74	71	69
5,5	H m	4,8	4,3	3,9	3,3	3,0	2,7	2,45	2,25
	Q l/s	153	178	200	235	260	290	320	350
	n rot/min	109	103	99	91	87	82	77	75
7,5	H m			4,1	4,0	3,6	3,25	2,95	2,7
	Q l/s			320	350	390	320	360	390
	n rot/min			108	101	95	90	85	82
11	H m					4,6	4,2	3,8	3,6
	Q l/s					330	370	410	460
	n rot/min					107	102	97	95
15	H m							4,6	4,2
	Q l/s							455	495
	n rot/min							107	102
18,5	H m								4,9
	Q l/s								535
	n rot/min								110

Fig. 2 Sistematizarea tipodimensiunilor de turbine Banki la puteri constante.

Valorile lățimii rotorului se admit, din considerente constructive, în număr cît mai mic posibil și ținînd seama de faptul că în condiții date, cînd debitul le dublează, rotorul va avea lățime dublă. În tabelul 3 sînt trecute valorile lățimilor admise pentru cele patru tiposerii.

Figura 1 este diagrama de tipizare în domeniul optim posibil de acoperit, cu turbine de tip Banki. Astfel de diagrame se întocmesc pentru fiecare valoare D_1, admisă în studiu.

Cu datele extrase din cele patru diagrame, s-au completat, pentru fiecare diametru D_1, tabele care conțin valorile asociate ale căderii H, debitul Q și turației n_T, cu lățimea B a rotorului, pentru turbinele cu aceeași putere în domeniul $n_s = 30$ pînă la 100 (fig. 2).

Considerații cu privire la tipizarea turbinelor de tip Banki

Turbina de tip Banki prezintă avantaje de ordin hidraulic și constructiv, cu privire la tipizarea într-un vast domeniu de căderi și debite, ale căror valori sînt definite de intervalul turațiilor specifice între 30 și 100. Aceste avantaje sînt determinate de următoarele considerente :

— prin alegerea constructivă a diametrului rotorului rămîne o singură mărime variabilă de tipizat, în funcție de produsul $Q.H$, respectiv de puterea turbinei P, și anume lățimea rotorului. Lățimea rotorului determină seria de tipodimensiuni cu un număr minim de valori, ocupînd fîșii corespunzătoare în diagrama de tipizare ;

— posibilitatea trasării profilului paletelor, luînd ca mărime de referință diametrul de intrare D_1 al rotorului, rezolvă problema paletajului cu o singură formă pentru întregul domeniu considerat cu acest diametru. Pentru cele patru valori ale diametrului D_1 sînt necesare numai patru forme de palete. Există astfel posibilitatea creării unui depozit inițial de palete cu lungimi potrivite rotorului de lățime maximă, din care apoi pot fi debitate palete pentru seria de tipodimensiuni cu lățimea B mai mică ;

— utilizarea unor subansambluri interschimbabile la diferite tipodimensiuni. Astfel de grupări de repere sînt între altele :

— arborele turbinei cu rotorul, cu organele de etanșare și de rezemare ;

— statorul cuprinzînd ajutajul și clapeta de reglare ;

— batiul ;

— transmisia între arborele turbinei și al generatorului, care în marea majoritate a cazurilor au turații diferite ;

— compartimentarea rotorului, respectiv construcția tip gemene, oferă posibilitatea reducerii și mai mult a tipodimensiunilor în condiții de adaptare largă la valorile debitului și puterii.

Considerații finale

În cadrul studiului au fost scoase în evidență elementele de ordin hidraulic și constructiv, care stau la baza tipizării turbinelor cu dublu flux, tip Banki. În intervalul de turații specifice între 30 și 100, cu acest tip de turbină se poate acoperi domeniul căderilor între 1,5 și 60 m și al debitelor între 20 și 520 l/s. Cu aceste valori ale căderilor și debitelor se pot construi turbine avînd puterea între 1,1 și 45 kW. Gama de 14 valori ale puterii se realizează, constructiv, cu numai patru mărimi ale diametrului rotorului și cu un număr relativ redus de lățimi. Utilizarea largă a unor subansamble tipizate, a unor repere-modul, la un mare număr de variante constructive de putere standardizată simplifică mult atît proiectarea, cît și procesul de fabricație. Întregul program de utilizare a turbinelor de tip Banki, pentru valorificarea resurselor de energie hidraulică reziduală, se realizează cu materiale, aparate și utilaje exclusiv din producția internă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x* : Banki-Turbinen, Catalog „Ganz" Budapesta.

[2] *Pavel, D.* : Turbine hidraulice și echipamente hidroenergetice, Vol. 1. Ed. Didactică și pedagogică, București, 1965.

[3] *Sokolov, D. I.* : Turbine hidraulice pentru CHE de mică putere.. Gosenergoizdat, Moscova-Leningrad, 1951.

CZ : 621.22

Realizări și rezultate în construcția primelor microhidroagregate de tip Banki

Dr. ing. Iacob **VOIA**, ing. Traian **NEDA** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița
Dr. ing. Ernest **ȘIȘAK** — Institutul politehnic București

Introducere

Necesitatea valorificării cît mai complete a potențialului hidroenergetic al țării, îndeosebi al rîurilor mici, impune realizarea echipamentului hidroenergetic destinat microhidrocentralelor, într-o concepție modernă și economică.

In cadrul acestor echipamente, microturbinele hidraulice constituie un element esențial. Unul din tipurile de microturbine realizate de C.C.S.I.T.E.H. Reșița, în colaborare cu I. P. „Traian Vuia" Timișoara este cea de tip Banki [3].

Microhidroagregatul cu turbină Banki poate fi utilizat în cadrul unor amenajări de mică putere, racordat la rețeaua națională, sau pentru consumatori izolați.

Microhidroagregatul Banki de 2,2 kW — I.P. „T.V." Timișoara

Microhidroagregatul electric cu turbină Banki și generator asincron de 2,2 kW, formează prima tipodimensiune realizată de I.P. „Traian Vuia" Timișoara, în baza studiului de tipizare prezentat în lucrarea [1].

Date de proiectare. La alegerea datelor de calcul s-a avut în vedere utilizarea microhidroagregatului pentru alimentarea cu energie electrică a unor obiective izolate, dispunînd în apropiere de o sursă de cădere mică și debite care să asigure obținerea acestei puteri. Au fost admise următoarele valori ale mărimilor de calcul și constructive :

— căderea netă : $H = 3{,}5$ m ;

— puterea : $P = 2{,}2$ kW ;

— randamentul turbinei : $\eta_T = 0{,}7$;

— debitul necesar s-a calculat din relația puterii :

$$P = \eta_T \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{102} = 0{,}7 \,.\, 9{,}81 \,.\, Q \,.\, 3{,}5 = 2{,}2 \text{ kW}$$

$Q = 90$ l/s, asigurat și în perioada de Q minim;

— diametrul rotorului la intrare D_1 s-a admis constructiv $D_1 = 0{,}225$ m ;

— turația turbinei a rezultat din condiția $n_T = 42 \dfrac{\sqrt[3]{H}}{D_1} = 350$ rot/min ;

— turația generatorului : $n_g = 945$ rot/min ;

— raportul de multiplicare este $i = \dfrac{n_g}{n_T} = \dfrac{945}{350} = 2{,}7$;

— transmisia se face cu curele trapezoidale (2 buc.), pe arbore intermediar ;

— secțiunea lamei la intrare :

$$a \,.\, b = 22{,}5 \times 380 = 8550 \text{ mm}^2 = 0{,}855 \text{ dm}^2 ;$$

— lățimea rotorului : $B = 400$ mm ;

— numărul de palete : $Z = 24$.

Forma paletelor se obține din două arce de cerc, mărimea de referință fiind D_1 — metoda V.I.G.M. [5].

Turația specifică a turbinei calculată cu valorile de mai sus trece ușor de limita superioară dată în literatură, pentru turbine de tip Banki : $n_s = 100 \left(n_s = \dfrac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \cdot n \right)$

Încercarea experimentală a microhidroagregatului electric de 2,2 kW. Încercările au fost efectuate pe standul în circuit deschis al laboratorului C.C.S.I.T.E.H. Reșița, admițînd în cadrul metodologiei de încercare, ca parametru, deschiderea unghiulară a clapetei, variabila fiind căderea netă a turbinei. Căderea se calculează ca diferență între presiunea măsurată la o priză pe conducta de aducțiune, înainte de intrarea în turbină și presiunea atmosferică de la ieșirea din turbină. S-a utilizat un manometru diferențial de tip ASTRÖ.

Debitul se măsoară cu ajutorul unui ajutaj Venturi, montat pe conducta de aducțiune, citirile fiind înregistrate de pe un piezometru diferențial cu mercur.

Puterea electrică debitată de generator s-a măsurat cu o trusă wattmetrică.

Controlul turației la generator, menținută constantă la $n = 1000$ rot/min, s-a realizat cu un dispozitiv electronic cu traductor inductiv. Figura 1 prezintă schema circuitului de încercare și aparatura de măsură utilizată.

Rezultatele încercărilor și analiza lor. După prelucrarea rezultatelor măsurărilor au fost reprezentate dependențele care caracterizează funcționarea grupului.

În figura 2 sînt reprezentate curbele (a_0, P_e) la H = const., de unde rezultă că puterea nominală de 2,2 kW se atinge la o cădere de 4,5 m și la deschiderea maximă a clapetei de admisie.

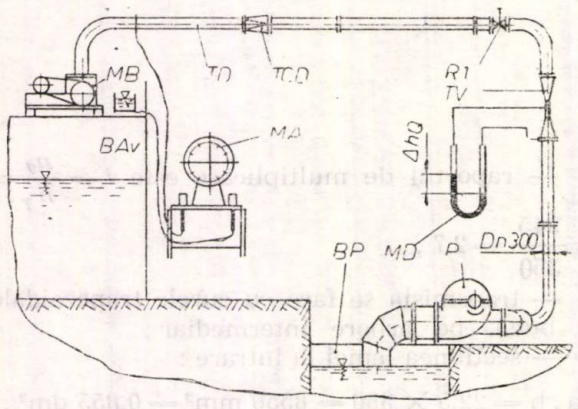


Fig. 1 Schema circuitului de încercare și aparatura de măsură utilizată.
B.P. — bazin aspirație pompă ;
P. — pompă „Siret 900" ;
T.V. — tub Venturi ;
M.D. — manometru diferențial cu tub „U" ;
R, — robinet Dn 200 ;
T.C.D. — tronson cu secțiune cerc-dreptunghi ;
T.D. — tronson de secțiune dreptunghiulară ;
M.B. — microhidroagregat Banki ;
B.Av — bazin aval
M.A. — manometru diferențial tip „Astro"

În acest regim randamentul grupului este de 50% (fig. 3), în comparație cu care, turbina, luată separat, are un randament mai mare, dar totuși sub valoarea admisă la proiectare, de 0,7. Cauza acestui randament relativ redus trebuie căutată în randamentul volumic al turbinei, la care s-au constatat pierderi volumice destul de mari.

Curbele (P_e, Q), a_0 = const. din figura 4 arată că la deschideri mici trece prin turbină un debit Q = 25 l/s, fără ca generatorul să

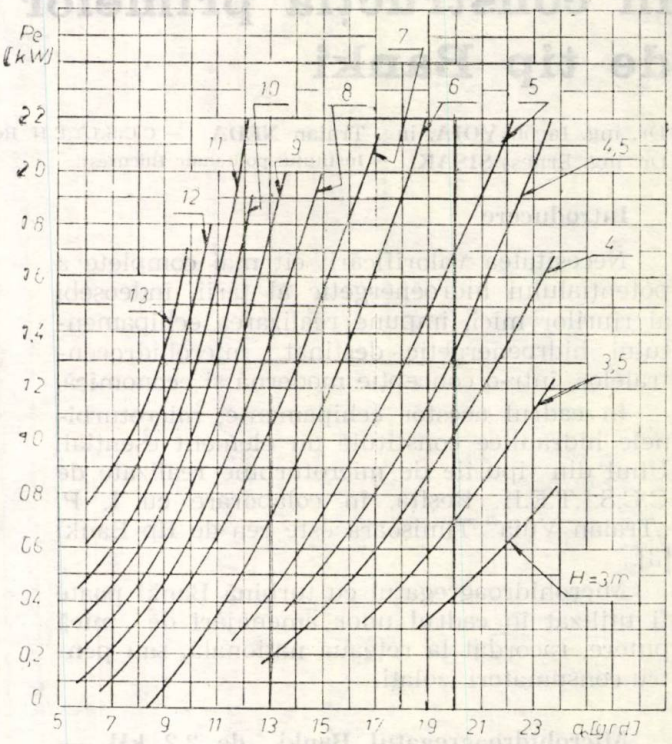


Fig. 2 Caracteristicile $P_e = f(a)$ la H = const.

dezvolte putere, $P_e = 0$; la deschideri mari, acest debit inactiv ajunge la 60 l/s.

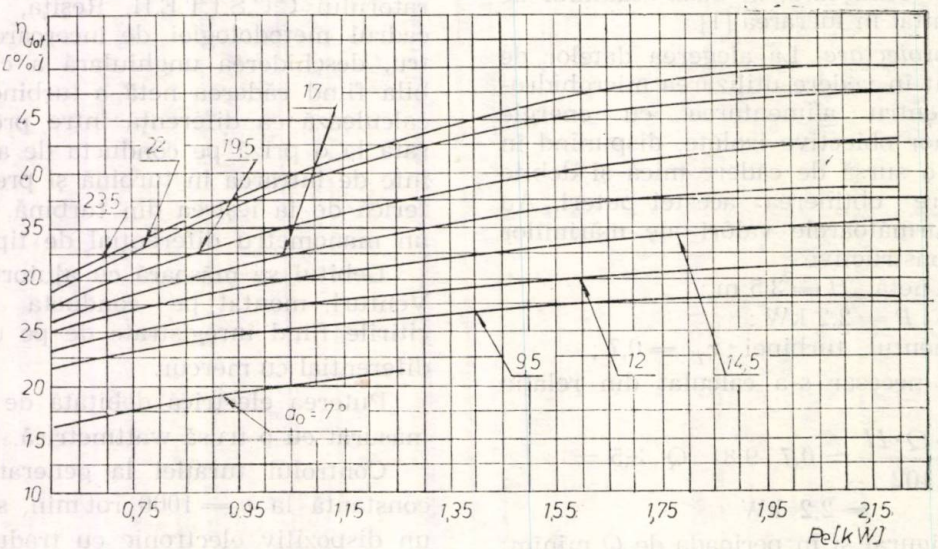


Fig. 3 Caracteristicile $\eta_{tot} = f(P_e)$ la a_0 = const.

Acest rezultat arată că trebuie acordată atenție, în continuare, rosturilor dintre rotor și carcasa turbinei, în vederea micșorării pierderilor de debit.

Pentru dimensionarea altor turbine, asemenea cu cea încercată, în figura 5 se prezintă caracteristica universală în coordonatele

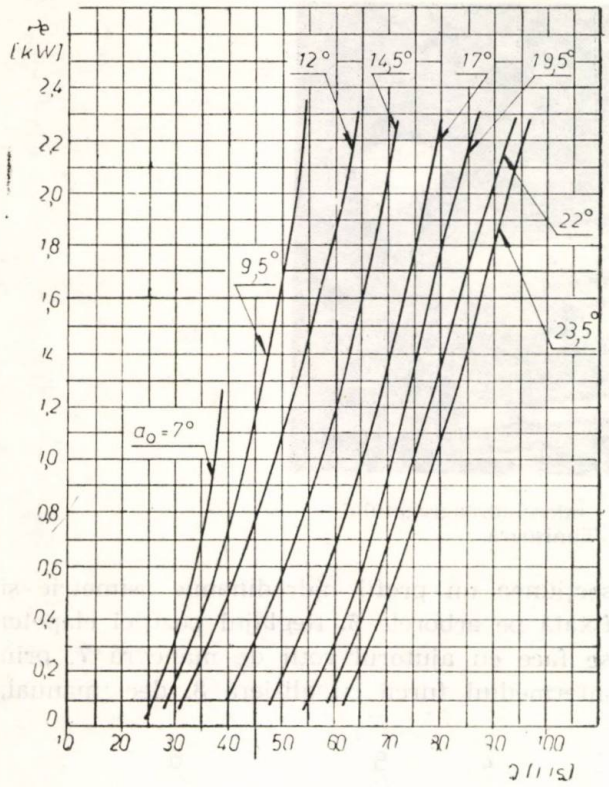


Fig. 4 Dependența $P_e = f(Q)$ la $a_0 = \text{const.}$

n_1', Q_1', randamentele fiind cele globale, pe microhidroagregat, și se cer corectate pentru turbină.

In urma analizei caracteristicilor microagregatului hidroelectric de 2,2 kW s-au constatat următoarele :

— puterea fiind mică, agregatul poate fi utilizat pentru producere de energie electrică ;

— randamentul maxim global de 50%, care cuprinde pierderile mecanice, hiraulice și electrice, la turbine de puteri și dimensiuni așa mici poate fi considerat acceptabil. El poate fi ameliorat pe seama reducerii pierderilor de debit și a restudierii circuitului hidraulic al turbinei ;

Rezultatele încercărilor și unele soluții constructive, care formează prima experiență în acest domeniu, au fost utilizate la concepția microhidroagregatelor de tip Banki într-o gamă largă de căderi și debite.

In continuare sînt prezentate rezultatele unui nou model proiectat, realizat și încercat în întregime de C.C.S.I.T.E.H. Reșița, la care randamentul total atinge valoarea de 65,6%. Figura 6 prezintă microhidroagregatul Banki de 2,2 kW (I.P. „T.V." Timișoara).

Microhidroagregatul tip Banki - C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Realizat într-o soluție constructivă nouă cercetările efectuate asupra microhidroagregatului au confirmat o comportare bună prin realizarea unor performanțe energetice superioare, pe care le vom prezenta în cele ce urmează.

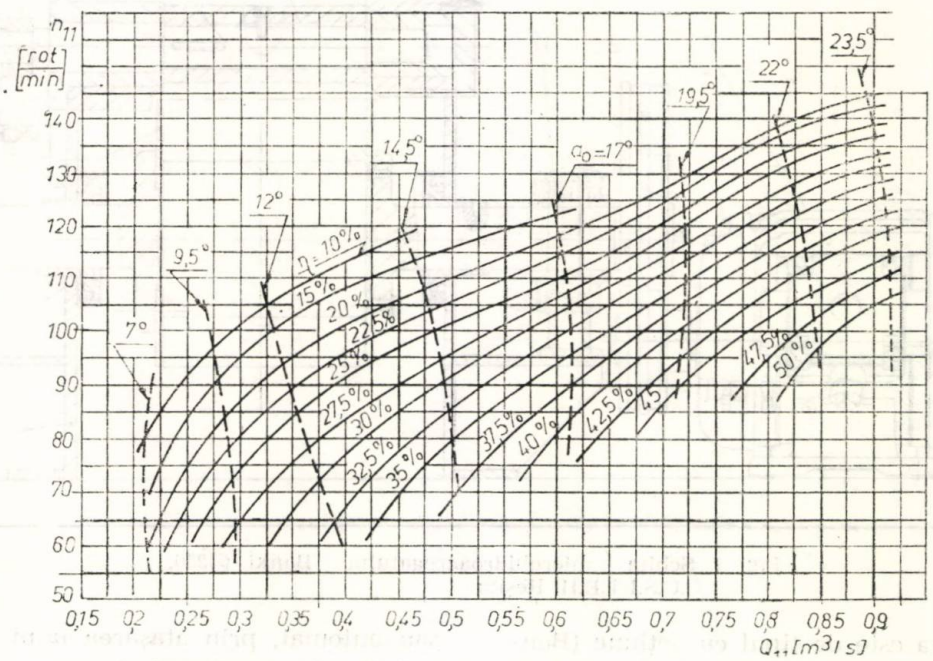


Fig. 5 Caracteristica universală a microhidroagregatului Banki ∅220.

Probleme constructive. Soluția constructivă îmbunătățită a microhigroagregatului se prezintă în figura 7.

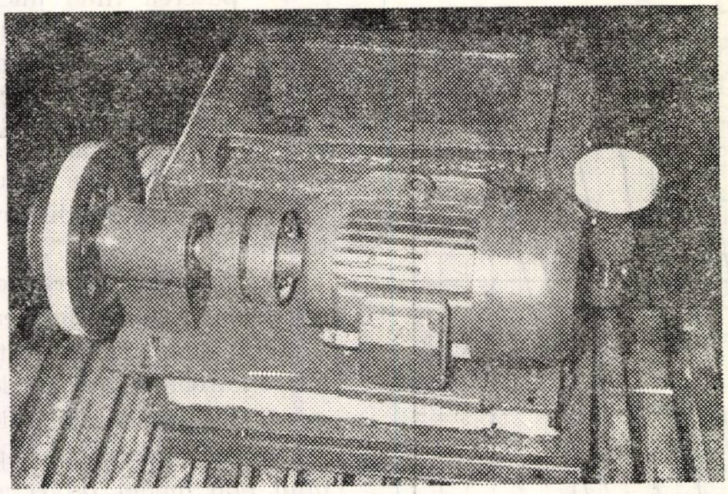


Fig. 6 Vedere generală a microhidroagregatului Banki ∅220 I.P. „T.V." Timișoara.

Pe suportul **1** s-au montat microturbina Banki și generatorul asincron cu talpă **2**, cuplate printr-o transmisie cu roți și curele trapezoidale **3**.

lei prin intermediul flanșei **4**, de secțiune dreptunghiulară. Apa este condusă spre rotor, prin intermediul clapetei directoare **5**, avînd secțiunea un profil hidrodinamic asimetric și fixată pe arborele **6**. Reglajul poziției clapetei se face cu ajutorul roții de manevră **7**, prin intermediul furcii cu glisieră **8**, deci manual,

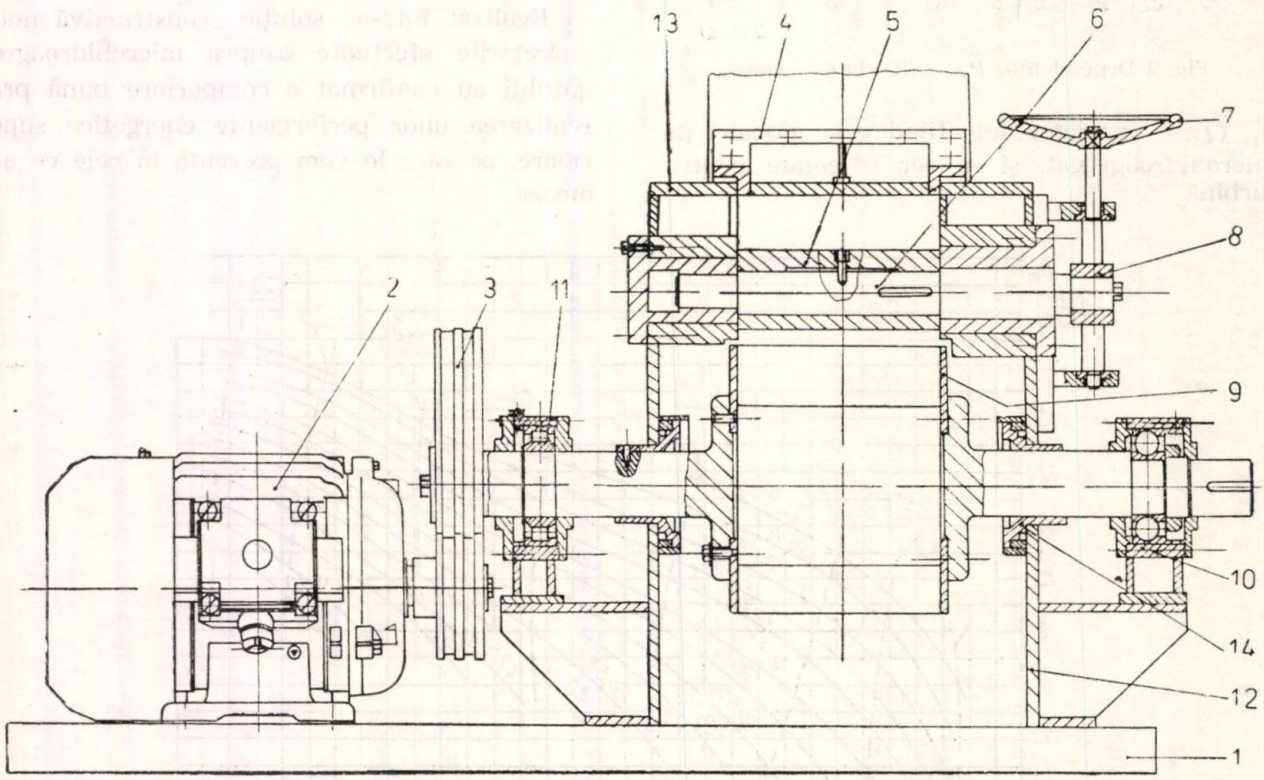


Fig. 7 Schița microhidroagregatului Banki ∅250, C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

Microturbina este de tipul cu acțiune (Banki) și se racordează la aducțiunea microcentrasau automat, prin atașarea unui mecanism cu roți dințate și motor electric.

Rotorul **9** are sudate **24** palete executate din tablă și profilate ca în figura **8,** iar arborele său se așează pe lagărele cu rulmenți **10** și **11.** Lagărele sînt așezate pe carcasa inferioară **12,** iar la partea superioară se găsește carcasa **13,** în care se fixează clapeta directoare **5.**

Ungerea lagărelor cu vaselină a permis utilizarea unor inele de etanșare simple, cu pîslă, iar în timpul experimentărilor de durată temperatura acestora nu a depășit 40°C.

Pentru funcționarea în paralel cu sistemul național, agregatul este echipat conform prezentării de mai sus.

La funcționarea în rețea izolată este necesară completarea echipamentului cu un regulator cu disipare de energie pentru puteri mai mici de 5 kW, regulator realizat tot în cadrul C.C.S.I.T.E.H. Reșița [8].

Pentru puteri mai mari de 5 kW, se poate utiliza sistemul de reglare și automatizare de la agregatul MLU—0,250, dar cu adaptările

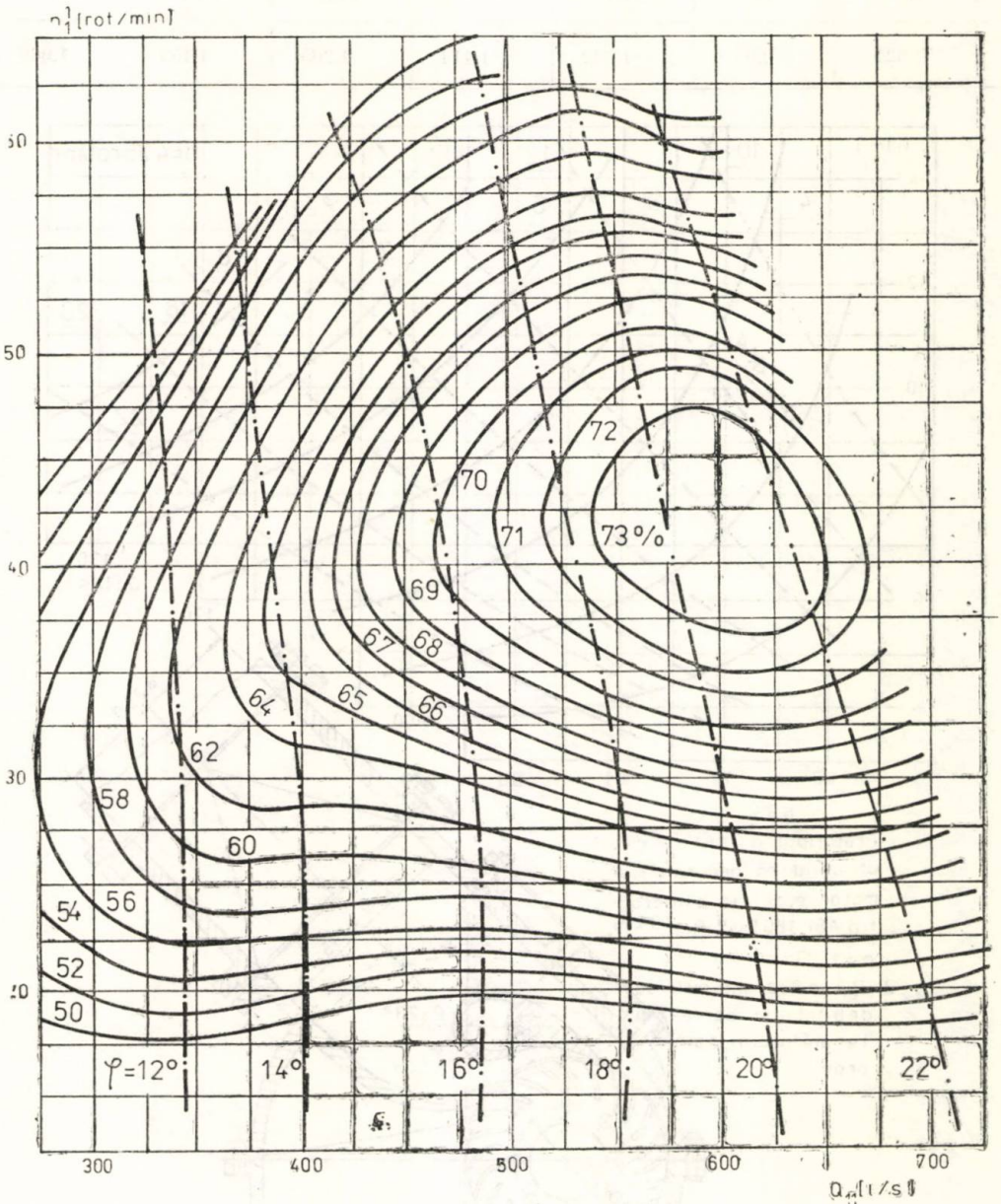


Fig. 8 Caracteristica universală a microturbinei Banki ∅250.

Pe arborele rotorului sînt prevăzute două inele de etanșare tip labirint, **14,** cu rolul de a împiedica ieșirea apei din camera rotorului spre lagăre.

necesare privind acționarea clapetei directoare [9].

Probleme experimentale și funcționale. Agregatul prezentat în figura 7 a fost, de

Parametrii optimi pentru microhidroagregatul Banki ∅220 *Tabelul 1*

H [m]	5	10	15	20	25	30	35	40
n [rot/min]	376	531	651	751	840	920	994	1062,5
Q [l/s]	88	124,5	152,5	176,1	196,8	215,7	233	249
P_T [kW]	3,15	8,9	16,4	25,2	35,2	46,3	58,4	71,3
P_{el} [kW]	2,8	7,9	14,6	22,4	31,4	41,2	52,0	63,5
i	2,825	2,0	1,632	1,414	1,265	1,155	1,069	1

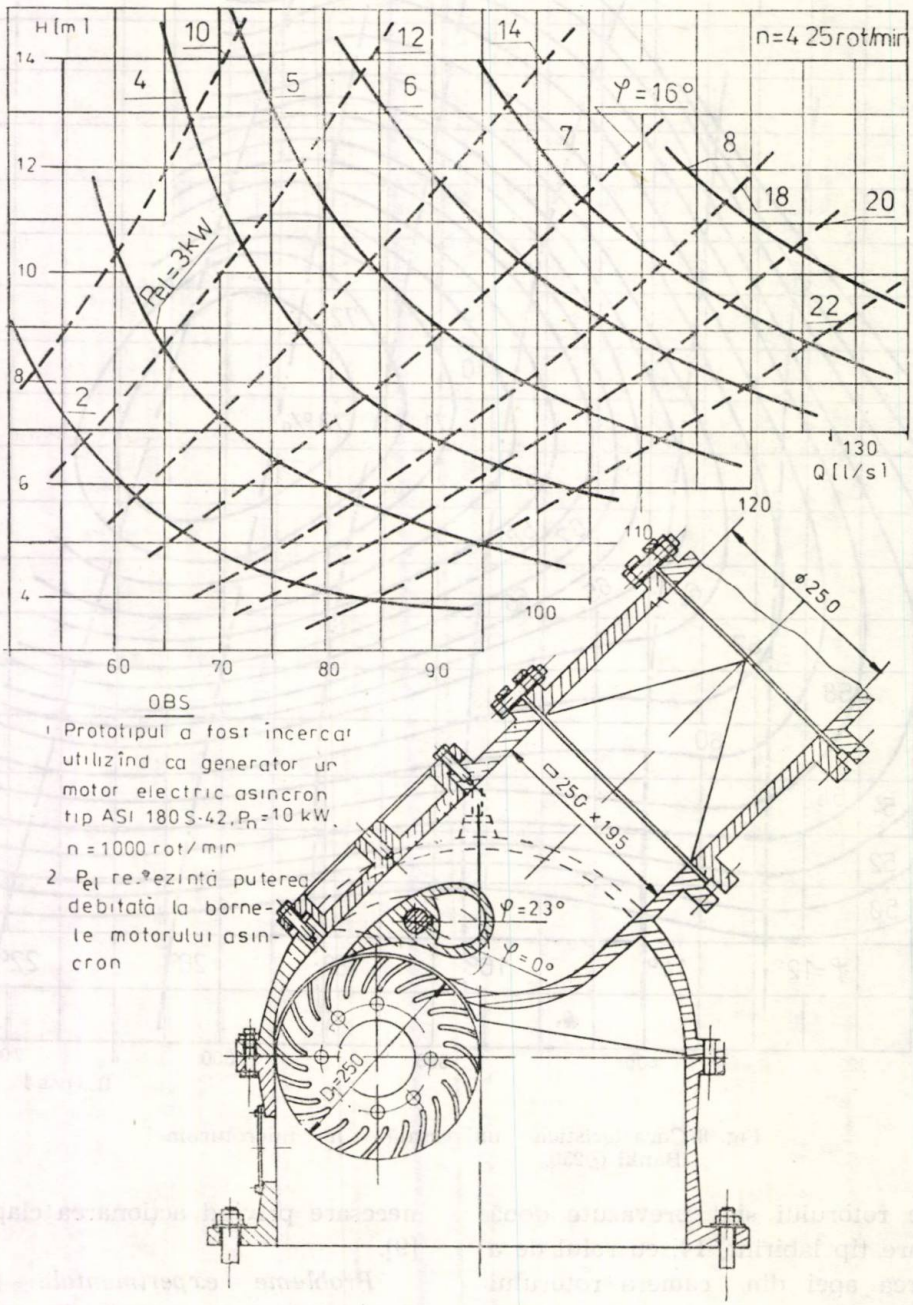


Fig. 9 Domeniul de funcționare a microhidroagregatului Banki ∅250.

asemenea, încercat pe standul prezentat în figura 1, fiind cuplat direct cu un generator de curent continuu tip TN 59, $P_n = 710$ kW, $n = 150—800$ rot/min. Parametrii funcționali au fost determinați conform metodologiei și cu aparatura descrisă la capitolul 1 cu precizarea că, în acest caz, s-a păstrat constantă poziția clapetei directoare $\varphi = \text{const.}$, iar ca variabilă independentă s-a adoptat turația, parcurgînd un domeniu $n = 150—800$ rot/min.

Separînd pierderile în generator, în funcție de turație, s-au calculat randamentele generatorului cu relația :

$$\eta_g = \frac{U_{rot}\ I_{rot} - (U_{ex} \cdot I_{ex} + P_0)}{U_{rot} \cdot I_{rot}} \cdot 100\ \%$$

Cunoscînd randamentele totale, calculate ca mai jos,

$$\eta_{tot} = \frac{P_{el}}{P_h} \cdot 100\ \%$$

se pot obține randamentele turbinei din relația :

$$\eta_T = \frac{\eta_{tot}}{\eta_g} \cdot 100\ \%$$

Reprezentînd și prelucrînd curbele primare, s-a trasat caracteristica universală a rotorului microturbinei, prezentată în figura 8.

Din analiza acestei caracteristici rezultă domeniul optim de funcționare cuprins între $n_1^1 = 37—48$ rot/min, $Q = 548—650$ l/s și $\varphi_{opt} = 19^0—22^0$.

Admițînd funcționarea microturbinei în domeniul optim, marcat de valorile de mai sus prezentate, se poate asigura funcționarea acesteia la randament maxim $\eta_T = 73\ \%$.

Pentru punctul optim avînd $n_1^1 = 42$ rot/min, $Q_1^1 = 630$ l/s $\varphi_0 = 22^0$, $\eta_T = 73\%$, $\eta_{tot} = 65\ \%$, prezentăm în tabelul 1 parametrii optimi de funcționare a microturbinei pentru domeniul de căderi $H = 5—40$ m și turația specifică $n_s = 89$ rot/min.

Efectuînd cercetări experimentale asupra agregatului prezentat în figura 7, cuplat și cu un motor electric asincron tip ASI—180 S—42, cu rol de generator, avînd puterea nominală $P_n = 10$ kW și turația de asincronism $n = 1000$ rot/min, rezultă caracteristica prezentată în figura 9. Această caracteristică (în coordonate H, Q), pentru $P_{el} = \text{const.}$ și $\varphi = \text{const.}$, prezintă domeniul de funcționare a agregatului la $H = 4—14$ m ; $Q = 50—135$ l/s, turația turbinei $n_T = 425$ rot/min și raport de transmisie $i = \frac{n_g}{n_T} = 2{,}5$ (incluzînd și alunecarea).

Randamentul total (T+G) maxim realizat în aceste condiții este $\eta_{tot} = 66\ \%$ și s-a obținut pentru poziția clapetei $\varphi = 22^0$, $H = 6{,}75$ m; $Q = 110$ l/s, puterea la bornele generatorului $P_{el} = 4{,}75$ kW, pentru funcționarea agregatului în paralel cu sistemul național.

Concluzii

Cercetările efectuate asupra microhidroagregatelor cu turbină Banki și generator asincron confirmă posibilitatea utilizării acestora, cu bune rezultate în domeniul parametrilor optimi prezentați în tabelul 1, în condițiile de funcționare în paralel cu sistemul național.

Pentru funcționarea în sistem izolat, agregatul se va echipa cu un regulator electronic de putere adecvat asigurînd comportarea corespunzătoare a grupului și în aceste condiții.

Testările în condițiile reale de funcționare în microcentrală vor completa datele necesare privind fiabilitatea, modul de exploatare și întreținere a agregatelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *x x x* : Studiul domeniului optim posibil de acoperit cu microturbine de tip Banki. Studiul de tipizare (Uz intern C.C.S.I.T.E.H. Reșița).

[2] *Anton, I.* : Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timișoara, 1979.

[3] *Pavel, D.* : Turbine hidraulice și echipamente hidroenergetice, vol. I, Ed. didactică și pedagogică, București, 1965.

[4] *Edeli, Iu. U.* : Cooșovîe ghidroturbin — MASGHIZ — Moskova — Leningrad, 1963.

[5] *Sciapov, I. N.* : Turbinoe oborudovanie ghidrostanții, Editura energetică Moscova — Leningrad, 1961.

[6] *x x x* : Mechanic Engineering hand Book, Vol. 75 Hydraulic Turbine — Ed. Construcția de mașini, Pekin, 1979.

[7] *x x x* : Trudî vigm nr. XXI Isledovania i rascetî ghidroturbin i reguliatorov, Moscova, 1958.

[8] *Neda, T., Grando, I.* : Microhidroagregat cu jet înclinat și sistemul de reglare aferent, în Construcția de mașini, nr. 11/1983.

[9] *Neda, T., Klein, A., Grando, I.* : Microhidroagregat de largă utilizare (MLU—0,250) și echipament de reglare destinat funcționării automate în paralel și pe rețea izolată, în Construcția de mașini, nr. 11/1983.

CZ : 621-135

Pompe și ventilatoare axiale reversibile monoetajate

Conf. dr. ing. Gheorghe **ZIDARU** — Institutul politehnic București

Introducere

Pompele axiale reversibile sînt destinate industriei chimice, unde există procese tehnologice care impun pomparea lichidelor într-un sens, apoi în sens contrar, în agricultură pentru irigații și desecări, precum și în piscicultură.

Folosirea în aceste scopuri a turbopompelor obișnuite necesită complicații constructive ale instalațiilor (conducte suplimentare, vane, clapete, un sistem special de reglare etc.) [2]. Deși o pompă clasică are un randament mult mai bun decît una reversibilă, disipațiile energiei în armăturile suplimentare ale stației de pompare fac ca, în primul caz, randamentul global să fie mai scăzut, investiția mai mare, manevrele mai complicate și siguranța în funcționare mai redusă.

Ventilatoarele axiale reversibile se justifică în instalațiile de ventilații industriale sau miniere, care în timp de iarnă evacuează aerul viciat sau gazele spre exterior, iar aerul proaspăt pătrunde prin ventilație naturală ; în timpul verii, procesul decurge invers.

Ventilatoarele axiale de mine trebuie să-și schimbe destul de rapid sensul de refulare în cazuri de pericole (de exemplu, incendii), pentru siguranța personalului [4].

Intreprinderea de ventilatoare București a elaborat o serie de ventilatoare axiale reversibile pentru metroul capitalei, iar C.C.I.T.P.V. București urmează să proiecteze și să încerce pompe axiale reversibile pentru amenajările piscicole și hidroameliorative.

Autorul a acordat sprijin la rezolvarea ambelor probleme.

Scheme de pompe și ventilatoare axiale reversibile monoetajate

Turbomașinile axiale monoetajate au, de obicei, numai rotor, deci mișcarea fluidului în coducta de refulare este aproximativ elicoidală, datorită absenței aparatului director menit să anuleze componenta tangențială a vitezei absolute c_{u2} la ieșirea din rotor. Pierderea de sarcină în conducta de refulare este mult mai mare decît la turbomașini obișnuite, cu aparat director.

Soluția este acceptabilă numai în cazul conductelor aferente scurte, sau în cazul ventilatoarelor de trecere, plasate în pereții halelor industriale. În cazul unor gabarite mici, rotorul poate fi plasat în consolă (fig. 1, a), cu scoaterea în afară a arborelui printr-un singur cot de conductă și cu ambele lagăre de rostogolire plasate în exterior, capabile să preia și împingerea axială asupra rotorului, de fiecare dată opusă sensului de curgere.

La gabarite mari, un lagăr se poate plasa în exterior, iar al doilea lagăr, într-un butuc sprijinit pe 3 sau 4 nervuri radiale, situat în prelungirea butucului rotoric (fig. 1, *b*). Soluția

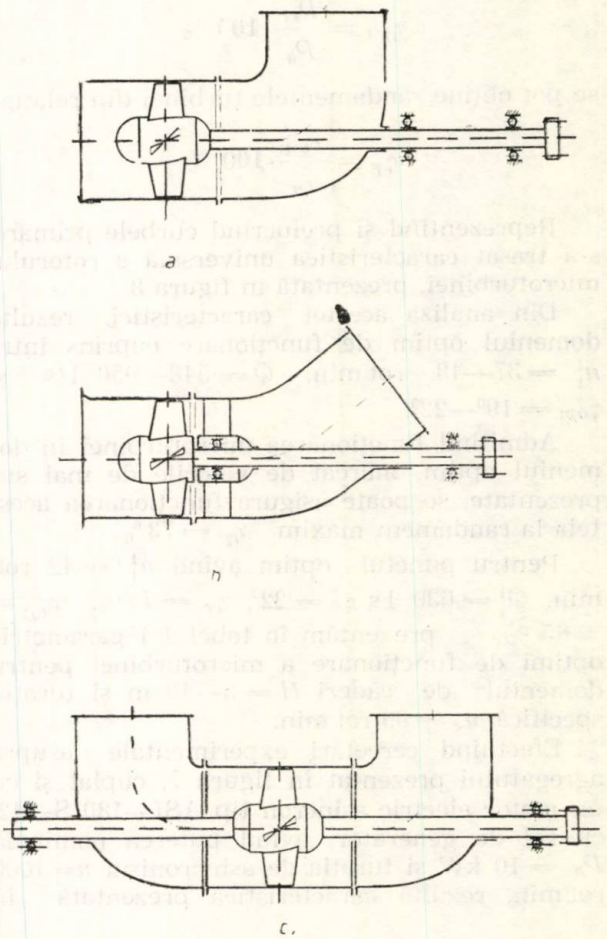


Fig. 1 Scheme de pompe și ventilatoare reversibile monoetajate.

este ușor de realizat în cazul ventilatoarelor, dar în cazul pompelor este necesară o etanșare pretențioasă a lagărului interior.

Evitarea acestei dificultăți se realizează prin dispunerea exterioară a ambelor lagăre cu ajutorul a două coturi (fig. 1, *c*). Construcția

lagărelor se simplifică, dar existența celui de al doilea cot mărește gabaritele și greutatea turbomașinii și scade randamentul acesteia.

În cazul unui ventilator de mină plasat la suprafață, conducta lungă există numai pe partea legată de mină a ventilatorului, iar pe partea opusă ventilatorul aspiră direct din atmosferă sau refulează direct în aceasta.

De asemenea, poate exista o instalație de pompare reversibilă, în care o conductă aferentă este mult mai lungă decît cealaltă.

Intr-o asemenea situație, este justificată realizarea unei turbomașini axiale reversibile, cu rotor și aparat director special plasat pe partea dinspre conducta lungă. Palele directoare **1**, avînd scheletele conținute în plane meridiane, sînt articulate cu aripioarele **2,** care pot fi basculate între porțiunile sferice ale butucului și carcasei cu ajutorul pîrghiilor **3**, trăgătoarelor **4** și inelului **5** (fig. 2, a).

Cînd turbomașina refulează spre dreapta, deci în conducta lungă **6,** vitezele în rotorul **8** și în aparatul director, precum și orientarea aripioarelor sînt ilustrate în detaliul secțiunii **A—A** (fig. 2, **b**). Cînd rotorul se învîrte în sens opus, fluidul este refulat spre stînga, deci spre conducta scurtă **7,** iar aripioarele **2** sînt în prelungirea palelor directoare fixe **1.**

În butucul aparatului director se amplasează un lagăr, economisindu-se un cot de conductă, celălalt lagăr fiind scos în afară.

Dacă ambele conducte aferente turbomașinii reversibile sînt lungi, se prevăd două aparate directoare similare cu cel din figura 2, ambele avînd aripioarele basculante dispuse către rotor.

Profilarea palei rotorice

Pala rotorică este alcătuită din profile cu schelet rectiliniu, sau în formă de „S" simetric și cu repartiție eliptică a grosimii de-a lungul scheletului.

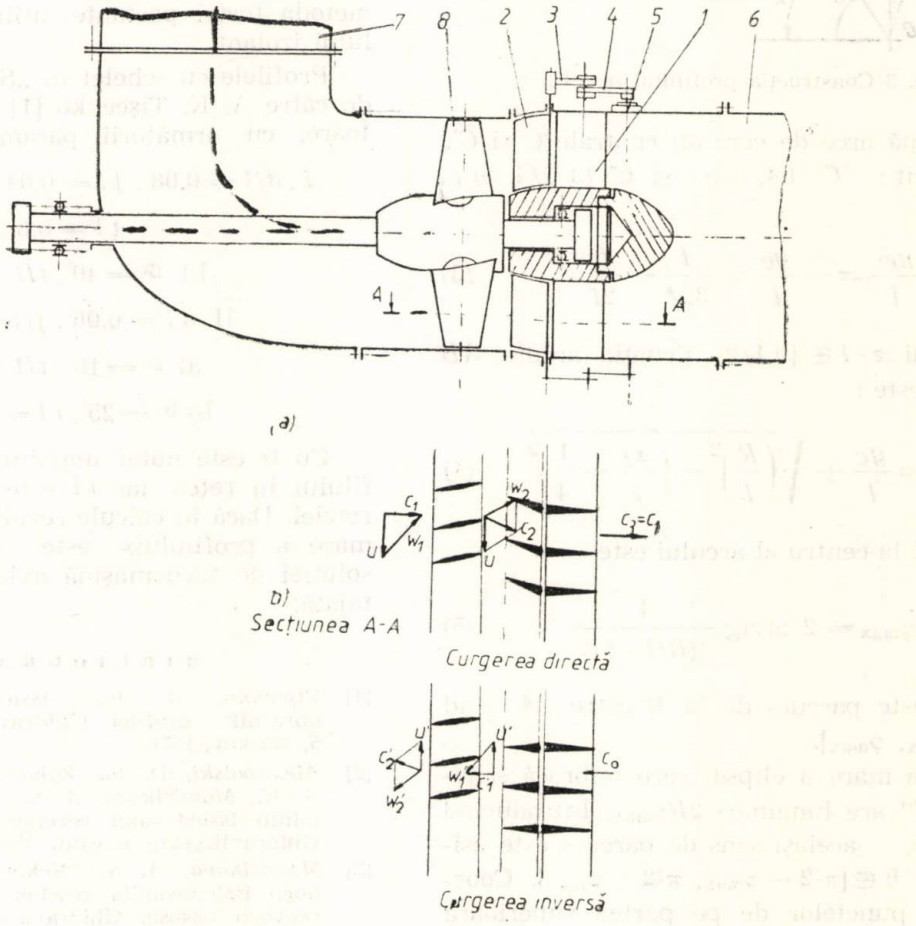


Fig. 2 Schemă de turbomașină axială reversibilă cu aparat director.

Pentru profilul cu schelet rectiliniu funcția de grosime y_d (x) este dată de ecuația :

$$\frac{2y_d(x/l)}{d} = \sqrt{1 - \frac{4x^2}{l^2}}, \quad \frac{x}{l} \in \left[-\frac{1}{2}, \frac{1}{2}\right] \tag{1}$$

In cazul profilului cu schelet in „S" (fig. 3), legătura între coarde $l = AF$, săgeata f și raza R a fiecărui arc de cerc este :

$$\frac{R}{l} = \frac{f}{2l} + \frac{l}{32f} \tag{2}$$

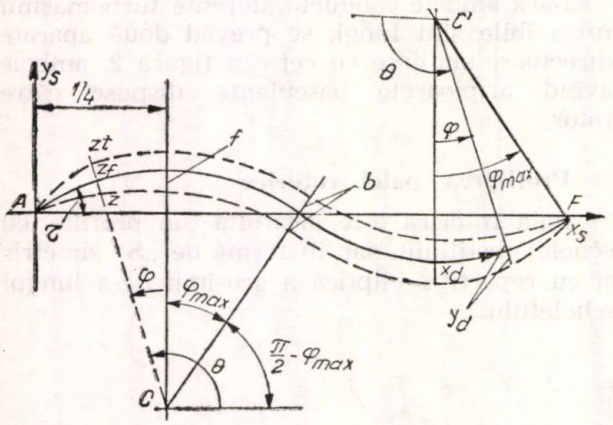


Fig. 3 Construcția profilului în „S".

Cele două arce de cerc au centrale C și C', astfel încît : $C\ (1/4,\ y_C)$ și $C'\ (3\ 1/4,\ y_{C'})$ unde

$$\frac{y_{C'}}{l} = -\frac{y_C}{l} = \frac{l}{32f} - \frac{f}{2l} \tag{3}$$

a) Cazul $z_f/l \in [0,1/2]$. Ecuația arcului AB de schelet este :

$$\frac{y_f}{l} = \frac{y_C}{l} + \sqrt{\left(\frac{R}{l}\right)^2 - \left(\frac{x_f}{l} - \frac{1}{4}\right)^2} \tag{4}$$

Unghiul la centru al arcului este

$$2\varphi_{max} = 2\ \text{arctg}\ \frac{1}{4(R/l - f/l)} \tag{5}$$

Arcul este parcurs de la B către A, cînd $\varphi \in [-\varphi_{max},\ \varphi_{max}]$.

Semiaxa mare a elipsei care îmbracă scheletul în „S" are lungimea $2R\varphi_{max}$. Introducînd $\theta = \pi/2 + \varphi$, același sens de parcurs este asigurat cînd $\theta \in [\pi/2 - \varphi_{max},\ \pi/2 + \varphi_{max}]$. Coordonatele punctelor de pe partea superioară (+), sau inferioară (—), a profilului se determină cu relațiile :

$$\begin{aligned} x^{\pm}/l &= x_f/l \pm (y_d/l)\cos\theta = \\ &= 0{,}25 + (R/l \pm y_d/l)\cos\theta, \\ y^{\pm}/l &= y_f/l + (y_d/l)\sin\theta = \\ &= y_C/l + (R/l \pm y_d/l)\sin\theta \end{aligned} \tag{6}$$

Pe de altă parte, lungimea arcului curent fiind $s = R(\theta + \varphi_{max} - \pi/2)$, iar semiaxa mică a elipsei fiind $d/2$, rezultă funcția de grosime :

$$\frac{y_d}{l} = \frac{d}{2l}\sqrt{1 - \left(\frac{1}{2} + \frac{\theta - \pi/2}{2\varphi_{max}}\right)^2} \tag{7}$$

Se dau valori lui $\theta \in [\pi/2 - \varphi_{max},\ \pi/2 + \varphi_{max}]$ iar cu formulele (7) și (6) se calculează cordonatele punctelor de pe conturul profilului.

b) Cazul $[x_f/l \in (1/2,1]$. Formula (7) se păstrează, iar formulele (6) devin :

$$\begin{aligned} x^{\pm}/l &= 0{,}75 - (R/l \pm y_d/l)\cos\theta, \\ y^{\pm}/l &= y_{C'}/l - (R/l \pm y_d/l)\sin\theta \end{aligned} \tag{8}$$

Autorul a elaborat un program de calcul cu formulele (2)—(8), [6].

Proiectarea palei rotorice, alcătuită din profile cu schelet retiliniu, se efectuează prin metoda forței portante, utilizînd polara profilului izolant.

Profilele cu schelet în „S" au fost încercate de către A. K. Tișcenko [1] în rețele decelaratoare, cu următorii parametrii :

I. $d/l = 0{,}08$; $f/l = 0{,}04$ și : a) $\beta_0 = 28^0$, $t/l = 0{,}6$;

b) $\beta_0 = 40^0$, $t/l = 0{,}41$.

II. $d/l = 0{,}06$; $f/l = 0{,}03$ și :

a) $\beta_0 = 10^0$, $t/l = 0{,}6$;

b) $\beta_0 = 25^0$, $t/l = 0{,}5025$.

Cu β_0 este notat unghiul de așezare a profilului în rețea, iar t/l este pasul relativ al rețelei. Dacă în calcule rezultă o încărcare prea mare a profilului, este necesară adoptarea soluției de turbomașină axială reversibilă bietajată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tișcenko, A. K.* : Issledovanie reșetok s obrazniîk profilei. Ghidravliceskie mașinî, Vîp. 5, Harkov, 1971.

[2] *Alexapolski, D. Ia., Zaharov, V. V., Tișcenko, A. K., Mandrîkova, A. S.* : Rezultatî experimentalnîh issledovanii reversivnîh osevîh nasosov. Ghidravliceskie mașinî. Vîp. 7, Harkov, 1973.

[3] *Mandrîkova, A. S.* : Nekotorîe rezultatî rascetnogo issledovaniia reșetok profilei reversivnogo osevogo nasosa. Ghidravliceskie mașinî. Vîp. 7, Harkov, 1973.

[4] *Nowakowski, J. K.* : Tests of Flow in Reversible Axial-Flow Fans. Proceedings of Fifth Conference on Fluid Machinery, Budapest, 1975.

[5] *Zidaru, Gh.* : Mișcări potențiale și hidrodinamica rețelelor de profile. Curs. Editura didactică și pedagogică, București, 1981.

[6] *Zidaru, Gh.* : Mișcări potențiale și hidrodinamica rețelelor de profile. Culegere de probleme. Litografia Institutului politehnic București, 1981.

CZ : 621-135

Pompe axiale reversibile bietajate

Conf. dr. ing. Gheorghe **ZIDARU** — Institutul politehnic București

Introducere

Utilizarea pompelor axiale reversibile a fost ilustrată în [6]. De asemenea, autorul a dat o metodă originală pentru calculul rotoarelor de pompe și ventilatoare axiale monoetajate.

Dacă turația caracteristică a unei pompe este $n_q < 125$, este recomandabilă etajarea acesteia.

Pe plan mondial, s-au realizat pompe bietajate cu două rotoare identice montate pe același arbore și cu aparat director avînd pale radiale plasat între rotoare. Datorită componentei tangențiale c_{u2} a vitezei la ieșirea din primul rotor, apare o pierdere prin șoc la intrarea în aparatul director.

In lucrarea prezentă se propune realizarea unor pompe etajate cu rotor și contrarotor, ceea ce asigură ieșirea axială a lichidului din pompă. Cu această soluție se obțin pompe cu randamente mai bune, în schimb sînt necesare două motoare de antrenare, sau un motor electric special cu rotor și „stator" rotitor.

In [6] au fost studiate două variante de profile pentru pale de pompe axiale reversibile monoetajate :

a) profile cu scheletul rectiliniu și cu repartiția eliptică a grosimii ;

b) profile cu scheletul în formă de „S" simetric, cu aceeași repartiție a grosimii.

Cu aceste profile se pot realiza pale torsionate, iar schimbarea sensului de pompare se efectuează rotind invers fiecare rotor. Aceste variante au avantajul constructiv al palelor nereglabile, însă polarele profilelor sînt modeste.

O altă variantă posibilă, care se propune aici, constă în realizarea unor pale rotorice netorsionate, alcătuite din profile în dublu arc de cerc.

Soluția constructivă propusă

In figura 1 se dă schița constructivă a pompei axiale reversibile cu rotor și contrarotor. Corpul pompei este format din camera rotoarelor și două coturi identice, prin care ies arborii. In varanta **a,** fiecare rotor este montat în consolă pe arborele său, iar cele două lagăre de rostogolire ale fiecărui rotor sînt situate în afară. Este posibilă și varianta **b,** cu cîte un lagăr exterior și unul plasat într-un butuc fix, montat pe trei sau patru nervuri radiale. Aceste nervuri nu influențează negativ curgerea în pompă, deoarece atît intrarea fluidului în rotor, cît și ieșirea din contrarotor, sînt ortogonale.

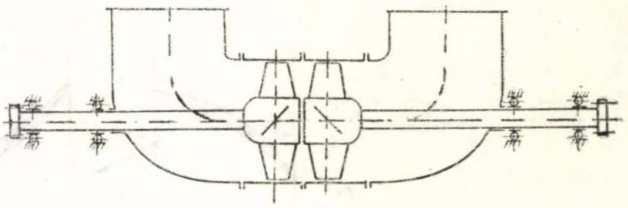
S-ar putea realiza și o soluție cu scoaterea ambilor arbori coaxiali printr-un singur cot, arborele exterior fiind tubular. Arborele interior este antrenat de rotorul motorului electric, iar cel exterior de „statorul" învîrtitor (în sens opus), ceea ce presupune o construcție specială a motorului.

În lucrarea prezentă se propun trei variante de pale rotorice pentru pompe axiale bietajate :

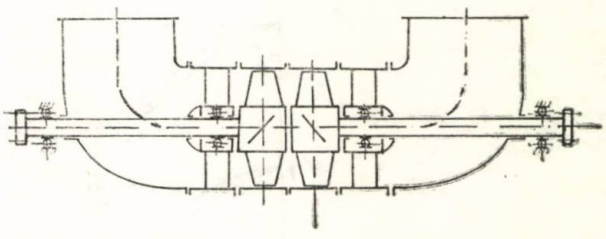
1) cu profile simetrice avînd scheletul rectiliniu și repartiția eliptică a grosimii ;

2) cu profile avînd scheletul în forma de „S" simetric și repartiția eliptică a grosimii ;

3) o altă variantă posibilă de paletaj, care se propune aici, constă în realizarea unor pale rotorice netorsionate, alcătuite dn profile în dublu arc de cerc.



a)



b)

Fig. 1 Scheme de pompe axiale reversibile bietajate.

Primele două variante pot fi realizate cu pale torsionate, iar schimbarea sensului de pompare se obține prin schimbarea sensului de rotație pentru fiecare rotor. Aceste variante

au avantajul constructiv al palelor nereglabile, palele pot fi realizate torsionate, în schimb profilele au polare nefavorabile.

Calculul fiecărui rotor se efectuează întocmai ca în cazul pompei monoetajate, așa cum s-a arătat în [4], sarcina de calcul fiind egală cu jumătatea sarcinii pompei.

Profilele în dublu arc de cerc au început să fie utilizate în ultima vreme la construcția aparatelor directoare ale turbinelor și pompelor radial-axiale, a paletajelor de întoarcere ale pompelor centrifuge multietajate și chiar a palelor rotorice ale pompelor axiale multietajate nereversibile.

Pentru schimbarea sensului de pompare, în cazul celei de a treia variante, este necesară rotirea palelor rotorice un unghiul $180^0—2ß_0$, unde $ß_0$ este unghiul de așezare a profilelor în rețea corespunzător sensului inițial de pompare. Avantajul utilizării unor profile cu polare favorabile este dobîndit cu prețul rotirii palelor. Acest sistem este potrivit în cazul în care inversarea sensului de pompare se realizează la intervale mari de timp. Camera rotoarelor se prevede cu capac de acces, pentru ajustarea palelor.

crări simple și precise a suprafeței de curgere. Tehnologia se simplifică la maximum dacă se adoptă profile cu coardă constantă.

Calculul hidrodinamic al palei netorsionate

În figura 2 se dau rețelele de profile ale unei secțiuni cilindrice prin rotor și contrarotor.

Fluidul intră axial în rotor, deci, conform [6],

$$c_1 = c_{z1} = 0{,}045 \sqrt[3]{Q\, n^2}, \qquad n \text{ [rot min]}; \tag{1}$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2} \qquad (u = \omega r); \tag{2}$$

$$ß_0 = \operatorname{arc\,tg} \frac{c_1}{u} \tag{3}$$

La ieșirea din rotor, componentele c_{u2} și c_{z2} ale vitezei absolute se determină în ipoteza că unghiul de așezare $ß_0$ al palei este constant în raport cu raza. Admițînd că unghiul de incidență $\alpha_\infty = \beta_0 - \beta_\infty = \text{const.}$, se impune condiția :

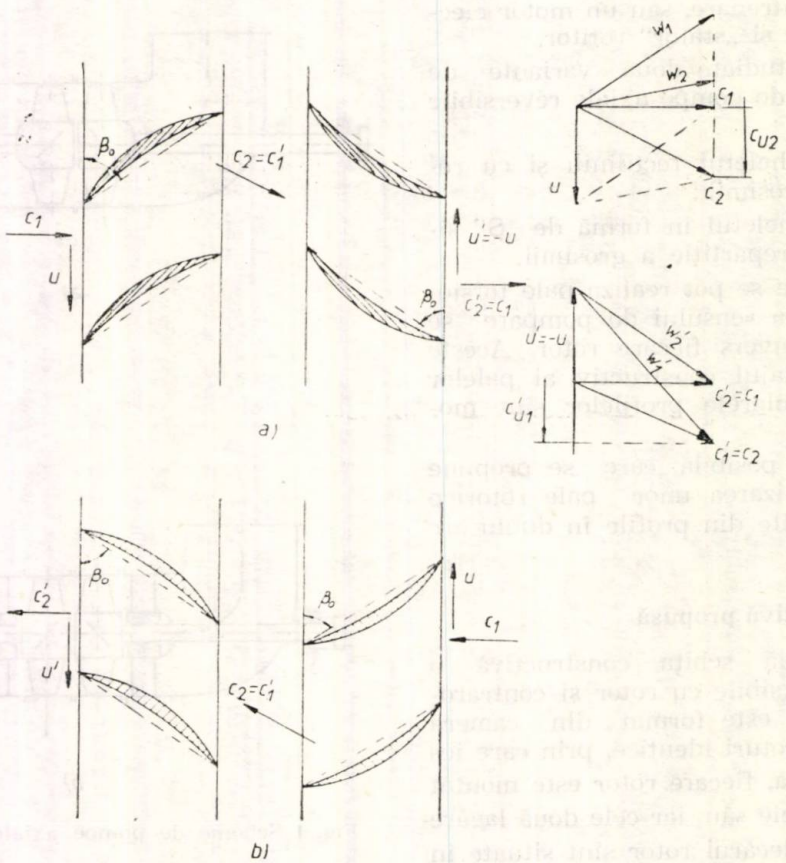


Fig. 2. Mișcarea fluidului în rotor și contrarotor.

Pala netorsionată, alcătuită din profile în dublu arc de cerc, oferă avantajul unei prelu-

$$\operatorname{tg} \beta_\infty = \frac{(c_{z1} + c_{z2})/2}{u - c_{u2}/2} = k,$$

de unde :

$$c_{z2} = k(2u - c_{u2}) - c_{z1} \qquad (4)$$

A doua relație dintre c_{u2} și c_{z2} o reprezintă ecuația echilibrului radial. Presupunînd că energia specifică a fluidului în aval de rotor este constantă în raport cu raza, această ecuație se scrie astfel :

$$\frac{d}{dr}(c_{z2}^2) + \frac{1}{r}\frac{d}{dr}(c_{u2}r)^2 = 0 \qquad (5)$$

Se înlocuiește (4) în (5) și se introduc notațiile :

$$x = r/r_e, \quad y = c_{u2}/u_e = c_{u2}/\omega r_e) \qquad (6)$$

Ecuația echilibrului radial devine :

$$y'(x) = \frac{-y^2/x + 2k^2y - 4k^2x + 2k(c_{z1}/u_e)}{k[(c_{z1}/u_e) - 2kx] + (k^2+1)y} \qquad (7)$$

Ecuația diferențială obținută fiind neliniară, se rezolvă numeric. Se dau diferite valori $y_0 = y(x_0)$, unde $x_0 + r_b/r_e$ este raportul dintre raza butucului și raza exterioară a rotorului $y(x)$, care depinde atît de y_0 cît și de constanta k. Pentru determinarea acestora, mai sînt necesare două ecuații. Mai întîi, se utilizează condiția de continuitate

$$Q = 2\pi \int_{r_b}^{r_e} c_{z2}\, r\, dr$$

Ținînd seama de expresia (4) și de notațiile (6), această condiție devine :

$$\frac{Q}{\omega r_e^3} = 2\pi \left\{ k\left[\frac{2}{3}(1 - x_0^3) - \int_{x_0}^{1} xy\, dx\right] - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{2}\left(\frac{c_{z1}}{u_e}\right)(1 - x_0^2)\right\}$$

A doua ecuație se obține din condiția ca rotorul să realizeze o sarcină medie $\bar{H}_1$ egală cu jumătatea sarcinii întregii pompe. Sarcina teoretică medie a rotorului fiind $\bar{H}_{t1} = \bar{H}_1/\eta_h$, cu η_h estimat, rezultă :

$$g\bar{H}_{t1} = \frac{1}{Q}\int_{r_b}^{r_e} gH_{t1}(r) \cdot 2\pi r \cdot c_{z2} dr$$

Se introduce coeficientul de presiune teoretic al rotorului :

$$\psi_t = \psi/\eta_h = (2g\bar{H}_1/u_e^2)/\eta_h = 2g\,\bar{H}_{t1}/u_e^2$$

Ținînd seama de (4) și (6), se obține ecuația :

$$\psi_t = \frac{4\pi\omega r_e^3}{Q}\int_{x_0}^{1} x^2 y[k(2x - y) - (c_{z1}/u_e)]\, dx$$

Scriind expresia debitului în amonte de rotor :

$$Q = c_{z1}\pi r_e^2(1 - x_0^2), \qquad (10)$$

relația (8) se simplifică astfel :

$$\frac{Q}{\omega r_e^3} = \pi k\left[\frac{2}{3}(1 - x_e^3) - \int_{x_0}^{1} xy\, dx\right] \qquad (11)$$

Din ecuația (1) se determină c_{z1}. Raportul x_0 se alege în funcție de turația specifică n_q corespunzătoare unui rotor, iar din relația (10) se obține raza r_e.

Ecuația diferențială (7) se rezolvă cu metoda Runge—Kutta, sau predictor-corector pentru mai multe perechi de valori alese, k și y_0. Integralele din ecuațiile (9) și (11) se calculează cu metoda lui Simpson, aceste ecuații fiind condițiile pe care trebuie să le satisfacă valorile necesare pentru k și y_0, care se obțin prin dublă interpolare polinomială.

Cu valorile corecte ale constantelor k și y_0, ecuația (7) se integrează din nou numeric, iar din (6) și (4) se calculează c_{u2} și c_{z2} la razele de calcul. Cu u, c_{u2} și c_{z2}, triunghiul vitezelor este determinat, deci rezultă :

$$\operatorname{tg}\beta_2 = c_{z2}/(u - c_{u2}), \qquad (12)$$

iar $\beta_\infty = \operatorname{arc\,tg}\, k$.

Calculul rețelei de profile în dublu arc de cerc se efectuează mai departe cu metoda cunoscută [5].

Unghiul de așezare β_0 stabilit în secțiunea medie se adoptă și în celelalte secțiuni de calcul.

Așezarea profilelor rețelei contrarotorice și triunghiurile vitezelor în rotor și contrarotor sînt reprezentate în figura 2, a. În figura 2, b se arată așezarea profilelor la curgerea inversă.

Pentru micșorarea zgomotelor și vibrațiilor, prin recomandabil ca numărul palelor celor două rotoare să difere cu o unitate.

Pompele axiale reversibile bietajate vor dobîndi în viitor o utilizare în economia românească și se vor putea proiecta și executa în țară.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Traupel, W.*: Versuche an einem gegenläufigen Axialventilator. Heiz. — Lüft. — Hausteshn. 10, Nr. 1, 1959.

[2] *Ozgur, C., Nathan, G. K.*: A Study of Contrarotating Turbines Based on Design Efficiency. Trans. ASME, J. Bas. Eng., 1971, pp. 395—404.

[3] *Tişcenko, A. K., Zaharov, V. V.*: Dvuhstupenciatîe osevîe reversivnîe nasosî. Ghidravliceskie maşinî, tom 13, Harkov, 1979.

[4] *Tişcenko, A. K.*: Kavitaţionnîe kacestva reversivnih nasosov. Ghidravliceskie maşinî, tom 13, Harkov, 1979.

[5] *Zidaru, Gh.*: Mişcări potenţiale şi hidrodinamica reţelelor de profile. Curs. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1981.

[6] *Zidaru, Gh.*: Pompe şi ventilatoare axiale reversibile. Hidrotehnica şi gospodărirea apelor (sub tipar).

[7] *Zidaru, Gh.*: Proiectarea pompelor diagonale. Colocviul de Mecanica fluidelor şi aplicaţiile ei tehnice. Braşov, 1981.

RECENZII

Prof. dr. ing. Alexandru Pavel — MANDRINAREA MECANICĂ. Bucureşti, Editura tehnică, 1982, 331 pag., 169 ref. bibil., anexe, 25 lei.

Lucrarea, adresată în egală măsură constructorilor şi proiectanţilor de utilaje tehnologice, de schimb de căldură, utilizate în instalaţiile chimice, petrochimice, petroliere, energetice şi similare acestora, are un caracter monografic, cu un volum însemnat de informaţii din domeniu, aplicabile atît în procesul de şcolarizare sau perfecţionare profesională, cît şi în activitatea curentă de proiectare-execuţie.

Deşi poate suprinde dedicarea unei întregi lucrări unui singur proces tehnologic caracteristic fabricării unor componente ale aparatelor de schimb de căldură, multitudinea de aspecte teoretice, practice şi de fiabilitate pe care le reclamă, în general, îmbinările ţeavă-placă, justifică pe deplin cuprinderea lor într-o monografie de asemenea extindere.

Lucrarea cuprinde practic toate aspectele legate de acest proces tehnologic-abordat de pe poziţia unei cunoaşteri profunde atît sub aspect teoretic, cît şi practic — aspecte prezentate sistematic, într-o îmbinare logică şi firească a ideilor, care să permită atît cunoaşterea corectă a problemelor de către cei neiniţiaţi în domeniu, dar şi abordarea mai sistematică, mai ştiinţifică şi mult mai documentată, a diverselor aspecte de către cei care lucrează în domeniu.

Este remarcabil faptul că autorul — ale cărui lucrări teoretice în domeniul mandrinării mecanice au fost publicate încă în 1966 — a inclus în această lucrare nu numai elemente de teoria mandrinării, dar şi recomandări deosebit de utile cu caracter tehnologic privind geometria, calitatea elementelor în contact, regimurile tehnologice, indicatorii calitativi ai mandrinării şi date importante privind sistemele instalaţiile agregatele sculele, accesoriile, dispozitivele şi instrumente de control folosite în mod curent pentru mandrinare.

Capitolele care tratează indicatori calitativi ai îmbinărilor prin mandrinare, prin prisma unor criterii fundamentale (grad de mandrinare, sau momentul cuplului de mandrinare), şi prezintă atît preocupările şi cercetările care vizează aceste aspecte, dar şi mijloacele uzuale de realizare şi identificare (aparatură, metodică şi parametrii de lucru) au o valoare deosebită de întrebuinţare pentru proiectanţii şi constructorii de componente de aparate schimbătoare de căldură.

Se apreciază, în mod deosebit, caracterul — documentar al lucrării, cantitatea mare de informaţii specifice, selectate şi prezentate într-un mod sintetic, dar acordînd atenţia cuvenită principalelor probleme de concepţie, execuţie şi control. Trebuie menţionat, de asemenea, — şi acest fapt conferă lucrării un grad sporit de aplicabilitate în activitatea de proiectare şi execuţie — că autorul, în soluţionarea diferitelor aspecte are în vedere şi prezintă permanent prevederile documentelor normative (norme, standarde, etc.) din ţară sau de circulaţie internaţională, cît şi rezultatele aplicabile ale unor cercetări tehnico-experimentale publicate în literatura de specialitate.

Tratarea unor cazuri concrete, cu problematica aferentă (cap. 3), în care un subcapitol priveşte mandrinarea în construcţia componentelor instalaţiilor nuclearoenergetice, oferă celor care consultă lucrarea rezolvări practice deosebit de utile, şi indicate pentru gradul actual de severitate sporită în construcţia şi funcţionarea instalaţiilor.

Se poate afirma că lucrarea a apărut într-un moment în care exigenţele şi cerinţele calitative privind fabricarea de componente şi aparate de schimb de căldură, cît mai fiabile, pentru instalaţiile tehnologice moderne, sînt din ce în ce mai severe şi impun o cunoaştere cît mai profundă şi o aplicare cît mai corectă a proceselor tehnologice de execuţie şi control.

Considerăm că lucrarea este de un nivel superior, suscită interesul celor cărora se adresează şi constituie un titlu de referinţă atît pentru proiectanţi şi constructori de aparate de schimb de căldură, cît şi un îndrumar preţios în activitatea de pregătire a cadrelor tehnice din învăţămîntul tehnic superior.

Ing. Ion Olteanu

Prof. dr. ing. Mihail Renert

NOUTĂȚI DIN ȚĂRILE SOCIALISTE

FABRICAȚIA DE COMPONENTE PENTRU INSTALAȚII TEHNOLOGICE ÎN REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

Este cunoscut faptul că în ultimul timp se acordă o importanță din ce în ce mai mare dezvoltării fabricației de componente, înțelegînd prin această denumire o mare varietate de ansamble și părți constitutive de mașini și utilaje, caracterizate prin îndeplinirea unei funcțiuni bine definite și totodată prin posibilitatea de a îndeplini această funcțiune în condiții variate, respectiv în cadrul unor echipamente destinate diferitelor ramuri ale economiei. Cercetările de prognoză au scos în evidență importanța dezvoltării în continuare a tipizării în construcția de mașini, prin lărgirea gamei de componente care să stea la dispoziția proiectantului care concepe sisteme tehnologice noi. O diversitate mare de astfel de sisteme poate fi concepută pornind de la o nomenclatură variată de componente, de module tipizate. Principalul avantaj al concepției modulare a sistemelor tehnologice constă în scurtarea ciclurilor de proiectare-execuție-punere în funcțiune a acestora, datorită faptului că ele se constituie în cea mai mare parte din subsisteme cunoscute dinainte, verificate în prealabil sub aspect funcțional și al fiabilității. Prin utilizarea unor astfel de componente, produse în serii relativ mari, pe baza unei tehnologii maturizate, calitatea de ansamblu a sistemelor tehnologice complexe crește în mod considerabil. Pornind de la importanța problemei, am considerat util să prezentăm în cele ce urmează unele informații cu privire la dezvoltarea recentă a industriei de componente pentru instalații tehnologice complexe din Republica Democrată Germană.

Un număr de opt combinate constructoare de mașini, grupate din punct de vedere al operațiilor de comerț exterior în jurul întreprinderii Technokomerz din Berlin, concentrează întreprinderile care produc o mare varietate de componente utilizate în cele mai importante instalații tehnologice produse de industria constructoare de mașini din R.D.G. Le enumerăm în cele ce urmează.

Intreprinderea de mașini grele „Karl Liebnecht"' din Magdeburg poartă totodată denumirea de **„Combinat pentru motoare diesel"**. Aici se produce o gamă largă de motoare termice cu putere între 22 kW și 7360 kW, utilizată atît în construcția agregatelor pentru diferite aplicații industriale, cît și ca echipamente pe bordul navelor. Menționăm în mod special sortimentul de grupuri electrogene realizate cu aceste echipamente, atît pentru furnizarea enrgiei pe bordul navelor, cît și pentru centrale diesel electrice de intervenție.

Combinatul pentru tehnica aerului și a frigului (ILKA) cu sediul la **Dresda** produce, în cele 18 întreprinderi ale sale cu cca. 22.000 de angajați, ventilatoare, filtre de aer, schimbătore de căldură, aparate pentru climatizări, utilaje pentru tehnica frigului. În ultimul timp la aceste sortimente convenționale s-au adăugat pompele de căldură.

Combinatul pentru echipamente energetice cu sediul la **Berlin** este specializat în producția de utilaje pentru centrale termoelectrice. Agregatele termoenergetice produse se înscriu într-o gamă pînă la 500 MW la turbine și 815 tone abur/oră la cazane. Combinatul a preluat de asemenea fabricația de echipamente pentru centrale nucleare.

Combinatul pentru pompe și compresoare cu sediul la **Halle** cuprinde 14 întreprinderi și produce un sortiment variat de pompe folosite în industria chimică, metalurgie, centrale electrice ș.a. Paleta de pompe produse cuprinde mașini între 0,2 kW pînă la 12 MW. Un produs de prestigiu îl reprezintă pompele de petrol care echipează încă de acum 12 ani, în condiții bune de funcționare, conducta magistrală „Traseul Prieteniei".

Fabrica de armături „Karl Marx" din **Magdeburg** reprezintă totodată sediul „Combinatului de armături". Producția fabricii de specialitate a acestui combinat este bine cunoscută, bazîndu-se pe o tradiție de 130 ani. Se produc în mod curent armături pentru toate domeniile de utilizări tehnologice și într-o gamă largă de tipuri constructive.

Combinatul „Orsta Hydraulic" din **Leipzig** este de asemenea cunoscut ca producător de echipamente hidraulice tipizate. În cadrul acestui combinat se produc familii tipizate de echipamente hidraulice destinate utilizărilor cu caracter general, adaptate prescripțiilor de tipizare internațională.

În fine, **Combinatul de mecanisme și cuplaje** cu sediul la **Magdeburg** produce reductoare și cuplaje pentru utilizări generale în construcția de utilaje diverse, echipamente navale și material rulant. Paleta de produse se desfășoară între 0,1 și 15.000 kW. Programul de producție se bazează pe un grad înalt de tipizare și unificare, care permite combinatului să satisfacă cu un sortiment cît mai redus de piese diferite cererile variate ale beneficiarilor.

Din punct de vedere organizatoric aceste șapte combinate depind direct de Ministerul pentru Mașini Grele și Instalații al R.D.G. Intreprinderea Technokomerz care le deservește, îndeplinește funcțiile curente de întreprindere de comerț exterior, se ocupă în același timp de relațiile pe termen lung cu diferiții parteneri din țările socialiste și de pe piața capitalistă, precum și de propaganda tehnică și comercială în străinătate.

Vizitele făcute la trei din aceste combinate cu ocazia Tîrgului din Leipzig din septembrie crt. ne-au permis să înregistrăm o serie de informații utile în legătură cu progresele făcute în ultimul timp de întreprinderile de profil. Aceste progrese sînt în mare măsură urmarea unei atenții deosebite acordate activității de cercetare și inginerie tehnologică. Fiecare din aceste combinate dispune de unul sau mai multe institute de cercetare și proiectare care sînt în subordinea directă a Directorului general al Combinatului. Pe lîngă aceste unități centrale, în majoritatea întreprinderilor există unități de cercetare specializate pentru profilul mai îngust al întreprinderii. Unitățile centrale ale combinatelor sînt responsabile pentru politica generală de dezvoltare tehnică și desfășoară în general programele de cercetare pînă la omologarea unor tipuri reprezentative. În continuare procesul de proiectare a gamelor de produse și de introducere a lor în fabricație este preluat de unitățile de cercetare ale întreprinderilor de profil.

Din discuțiile purtate cu persoane din conducerea tehnică a combinatelor și întreprinderilor au reieșit o serie de orientări asupra cărora se concentrează în momentul de față eforturi deosebite. Astfel fabrica de mașini din Halle, întreprinderea de bază a Combinatului pentru tehnica aerului și a frigului, a dat în funcțiune o secție nouă destinată montajului de pompe de căldură. Se realizează două grupe de pompe de căldură, prima cu puteri între 14 și 17 kW, a doua cu puteri între 50 și 2500 kW. Primele sînt destinate unei varietăți mari de utilizări, atît în încălzirea blocurilor mici de locuințe cu cîteva apartamente, cît și în diferite exploatări industriale, ca de exemplu

pentru folosirea căldurii reziduale din instalațiile de aer comprimat, precum și pentru producerea energiei termice peste tot unde anterior se folosea încălzirea electrică. În momentul de față producția de pompe de căldură mici a ajuns la cca 1.000 buc. pe an cu tendințe de creștere. Aceasta se datorește faptului că **recuperarea căldurii se studiază în mod obligatoriu la fiecare obiectiv nou consumator de energie.** În felul acesta **posibilitățile de valorificare a pierderilor convenționale de energie sînt examinate încă din proiectare** și nu se pornește nici o investiție la care nu s-a conceput și cea mai rațională soluție de recuperare. Pe această linie prezintă mult interes **cuplarea în cadrul aceluiași obiectiv a unor consumatori de frig și de căldură.** Astfel căldura rezultată din instalațiile frigorifice de pe un patinoar se utilizează pentru încălzirea apei la bazinul alăturat de înot, sau la o seră construită ad-hoc în apropiere.

În momentul de față se fac lucrări pentru diversificarea gamei de pompe de căldură. Pe lîngă actualele tipuri destinate circuitului apă-apă, sînt în pregătire pompe destinate circuitului aer-apă. Așa de exemplu în anul viitor va intra în fabricație o pompă de căldură pentru ciclul aer-apă capabilă să funcționeze la temperaturi exterioare de pînă la —15°C. În acest scop pompa este echipată cu un sistem automat de dezghețare a evaporatorului. Lucrări similare de dezvoltare se fac în domeniul pompelor de căldură de mare putere, bazate pe compresoare elicoidale, produse de o întreprindere de specialitate din Berlin, precum și la instalațiile cu pompa de căldură bazate pe fenomenul de absorbție, destinate marilor instalații chimice.

Combinatul de pompe și compresoare cu sediul la Leipzig este deservit de mai multe unități specializate de cercetare și proiectare. Astfel în subordinea directă a combinatului funcționează un centru de cercetări pentru turbocompresoare, care dispune de un stand de probe cu o putere instalată de 1 MW. A fost vizitată fabrica de pompe și suflante din Leipzig, fabrică cu o tradiție de 90 de ani, care astăzi este specializată în producția de turbocompresoare. Fabricația de turbocompresoare, atît pentru producerea aerului comprimat cu debite mari, cît și pentru utilizări în industria chimică, a fost dezvoltată în ultima perioadă și în prezent acoperă o mare parte din cerințele economiei. Gama de compresoare de aer este practic completă, iar pentru paleta foarte variată de compresoare de gaze există un portofoliu important de proiecte. De altfel în domeniul compresoarelor de gaze, **s-a subliniat necesitatea legăturii foarte strînse între proiectantul de compresoare și tehnologul de proces,** pentru rezolvarea încă din fază de proiect a problemelor deosebit de dificile pe care le pun unele condiții speciale constructive și de exploatare. Fabrica are o bună dotare în mașini cu comandă numerică, instalații de echilibrare și altele. Se realizează în întreprindere, cu forțe proprii, pe bază de concepție proprie, lagărele pentru turații mari formate din segmenți. În momentul de față a fost realizată o nouă generație de turbocompresoare în construcție compactă. Caracteristic pentru această nouă construcție este gabaritul redus, care se obține ca urmare a așezării diferitelor trepte paralel cu axul de antrenare a turbocompresorului, prin intermediul unei roți dințate cu sateliți. Trecerea la această nouă construcție, care implică turații ridicate ale treptelor finale, mergînd la 50.000 rot/min., a necesitat construirea și echiparea unei hale noi pentru prelucrarea roților dințate, prevăzută cu aer condiționat.

Combinatul de Armături cuprinde 15 întreprinderi cu 17.000 de angajați, din care 4 întreprinderi sînt profilate pentru armături sanitare, 9 pentru armături industriale, o turnătorie de oțel și una de fontă. Problema de bază a combinatului o constituie acoperirea necesarului variat de armături pentru investițiile din industria energetică și chimică. Exportul direct reprezintă cca 45% din volumul de producție. Aparatul de concepție al combinatului este în mare măsură preocupat în momentul de față de sarcinile care-i revin privind **transformarea bazei energetice a țării prin trecerea de la hidrocarburi la cărbune.** În acest sens realizarea instalațiilor moderne de producere a carburanților lichizi din cărbune și de gazeificare a cărbunelui pune industriei de armături probleme deosebite, datorită parametrilor înalți ai armăturilor cerute, agresivității mediilor care sînt vehiculate și dimensiunilor sporite față de armăturile energetice uzuale. Un alt domeniu nou este acela al armăturilor nucleare cu care combinatul participă alături de celelalte țări socialiste la convențiile de specializare coordonate de Interatomelektro. În același timp sînt în curs de cercetare probleme legate de realizarea armăturilor pentru tipuri avansate de reactoare nucleare.

Urmînd tendința de a pune la dispoziția constructorilor de linii tehnologice componente cu funcțiuni de mai mare complexitate, precum și instalații complete, ceea ce simplifică operațiile de montaj pe șantiere și de dare în funcțiune, unele întreprinderi producătoare de componente se preocupă de asamblarea în fabrică a unor instalații precum și de furnitura completă și de montarea de instalații la beneficiar. Astfel fabrica de mașini din Halle dispune de o secție de instalații frigorifice și de climatizare în care lucrează cca 150 de cadre tehnice de specialitate. Secția se ocupă cu proiectarea instalațiilor, coordonarea livrărilor, montajul la beneficiar și școlarizarea personalului. Dintre lucrările realizate menționăm instalațiile frigorifice pentru depozite, care sînt construite astfel încît să necesite un minimum de montaj la fața locului. Printre referințele combinatului figurează lucrări de înalt nivel tehnic ca de exemplu climatizarea noii săli de concerte Gewandhaus din Leipzig și a noii construcții a operei din Dresda care va fi dată în funcțiune în anul 1985. Combinatul a realizat o mare parte din instalațiile de climatizare ale Palatului Republicii din Berlin și are bune referințe în ceea ce privește instalațiile de tehnica aerului și a frigului în spitale. Organizații similare pentru proiectare și montaj de instalații există și la alte întreprinderi producătoare de componente în cadrul combinatelor sus menționate.

Între combinatele și întreprinderile producătoare de componente pentru instalații tehnologice din R.D.G. și centralele industriale și întreprinderile cu profil similar din industria românească constructoare de mașini există bune relații de cooperare, pe bază de acorduri de lungă durată, a căror sferă de cuprindere este în continuă dezvoltare. Se pot da ca exemple acordurile bilaterale de specializare care se derulează pe bază contractuală pentru armături și pompe. Se desfășoară de asemenea relații bune de cooperare în cadrul unor obiective de cercetare științifică de interes comun. Programele ample de cercetare și dezvoltare la care sînt angajate industriile de profil ale celor două țări în perioada actuală oferă un cîmp larg de dezvoltare a acestor legături în viitorul apropiat, vizînd atît crearea unor relații stabile de schimburi de produse, la nivele în continuă creștere, cît și rezolvarea în colaborare a unor probleme de interes comun, cum ar fi de exemplu economia de energie și folosirea surselor de energie neconvenționale sau folosirea intensivă a microelectronicii în construcția de echipamente tehnologice.

ION CRIȘAN
dir. general al ICCCM

I. C. T. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE ȘTIINȚIFICĂ ȘI INGINERIE TEHNOLOGICĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Șos. Olteniței nr. 105, sector 4
București — 75651
Telefon 83.21.70. Telex 10233

Institutul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Industria Construcțiilor de Mașini, înființat încă din anul 1955, are o bogată experiență în cercetare și proiectare tehnologică specifică construcțiilor de mașini. În cadrul institutului se desfășoară trei tipuri de activități :

1. Cercetarea de procese tehnologice (metode de fabricație) noi în cadrul laboratoarelor special amenajate pentru experimentarea și optimizarea procedeelor, regimurilor sau rețelelor tehnologice în domeniile : prelucrărilor prin așchiere, ștanțare, ambutisare și prin tehnologii neconvenționale, manipulării automate, montajului mecanizat și automatizat, acoperirilor de protecție și decorative, controlului activ, interoperațional și final.

2. Elaborarea de tehnologii integrate și sisteme complexe de fabricație pentru prelucrarea unor piese sau grupe de piese sau produse, cu adoptarea celor mai eficiente procedee, inclusiv proiectarea mașinilor speciale, dispozitivelor și sculelor

3. Execuția, în limita capacităților propriului său atelier, a echipamentelor tehnologice proiectate. Acordarea de asistență tehnică pentru punerea în funcțiune la parametrii proiectați a proiectelor elaborate.

ICTCM EFECTUEAZĂ: ● Studiul problemelor tehnologice individuale sau legate de realizarea unui anumit produs ; ● Elaborarea de procedee tehnologice noi sau dezvoltarea și îmbunătățirea unor tehnologii existente ; ● Experimentarea în laborator și în producție a procedeelor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de execuție pentru liniile, mașinile, dispozitivele sau sculele necesare aplicării tehnologiilor elaborate ; ● Întocmirea proiectelor de utilare tehnologică a secțiilor sau atelierelor în care se vor realiza tehnologiile respective ; ● Construcția în ateliere proprii a utilajelor proiectate ; ● Execuția de prototipuri de mașini și dispozitive și experimentarea acestora în vederea introducerii lor în fabricația de serie ; ● Elaborarea de metode de măsură și control interoperații și final, proiectarea și executarea utilajelor necesare controlului și sortării cu diferite grade de automatizare ; ● Proiectarea și executarea de bancuri de probă pentru studii de laborator și fabricația de serie ; ● Organizarea fabricației, transportului intern și depozitării în secțiile și atelierele destinate aplicării noilor tehnologii, planificarea și urmărirea producției ; ● Elaborarea de sisteme pentru automatizarea pregătirii tehnologiei precum și pentru planificare, lansare și urmărire cu ajutorul calculatorului electronic ; ● Acordarea de asistență tehnică pentru aplicarea procedeelor tehnologice elaborate și pentru punerea în funcțiune a utilajelor proiectate și executate ; ● Acordarea de licențe, know-how și punerea la dispoziție a documentației de execuție pentru lucrările elaborate de institut.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

balkancarimpex

Nou motostivuitoare DIESEL cu furcă

RECORD

capacitatea de ridicare 3 500 kgf

Exportator : BALKANCARIMPEX
Bulevardul KLIMENT OHRIDSKI nr. 48
Sofia 1040
Telefon 655-01 Telex 023431/2
Telegrame Balkancarimpex, Sofia

Livrare : prin MECANOEXPORTIMPORT
Consultații tehnice :
Biroul tehnic-comercial BALKANCAR
București, str. Galați nr. 32, tel. 11.91.62

PUBLICOM

1984 MAR 8

3279
64
REFERÁLVA

MECANICĂ FINĂ

Oamenii de ştiinţă şi pacea

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ XXXV ■ DECEMBRIE 1983

1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARA PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXV, nr. 12, decembrie, 1983

CUPRINS

MECANICĂ FINĂ

1. Elemente și echipamente de mecanică fină

DEMIAN, T., TUDOR, D., NIȚĂ, A. M., STOIAN, M.: **Realizarea unui nou tip de automat de dozare *)** 593

PERJU, D.: **Cu privire la calculul compensatorului energetic mecanic al unui contor electric cu indicator de putere maximă *)** 598

DEMIAN, T., GRECU, E., KOSTRAKIEVICI, S.: **Perforator de bandă standard de mică viteză *)** 602

DEMIAN, T., LAMBRACHE, N.: **Asupra capacității de încărcare și a momentului de frecare în lagărele autoportante cu suprafețe sferice lubrificate cu ferofluide *)** 607

ALEXANDRESCU, N.: **Distribuitor proporțional cu comandă numerică *)** 613

DEMIAN, T., STOICA, GH.: **Unele probleme privind echilibrarea arborelui mașinii de măsurat în trei coordonate *)** 620

CIOCÎRLEA, VASILESCU, A.: **Asupra metodelor de etalonare a debitmetrelor destinate măsurării debitelor de lichide — partea I-a** 623

ȘERBAN, ȘT.: **Cîteva soluții constructive de traductori de vibrații cu masă seismică** 633

2. Roboți industriali

KOVÁCS, FR.: **Cu privire la precizia de poziționare a dispozitivelor de ghidare ale roboților industriali *)** 635

ALEXANDRESCU, N.: **Cinematica unităților pneumatice de acționare a roboților industriali *)** 640

MEȘAROȘ, A. V., KOVÁCS, FR.: **Dispozitiv de prehensiune cu centrare completă *)** 646

3. Oamenii de știință și pacea

x x x **Știința — o șansă a păcii** 651

*) **Lucrări prezentate la Conferința I-a de mecanică fină, 21—22 mai 1982**

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central pentru construcții de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator științific: as. ing. Valeriu Banu

SUMARE

CZ : 338.062.210.3

Demian, T., Tudor, D., Niţă, A. M., Stoian, M.: **Realizarea unui nou tip de automat de dozare**

Lucrarea de faţă tratează despre diferitele tipuri de automate de dozare şi perfuzii, existente pe plan mondial, precum şi performanţele lor tehnice şi funcţionale. În acelaşi timp, se propune un nou tip de automat de dozare şi perfuzii „ADOLIF", original atît din punctul de vedere al concepţiei cît şi al realizării.

Construcţia de maşini, 35 (1973), nr. 12, 6 fig., 3 tab., 2 ref. bibl.

CZ : 621-231

Perju, D.: **Cu privire la calculul compensatorului energetic mecanic al unui contor electric cu indicator de putere maximă**

În lucrare se prezintă cîteva aspecte energetice ale mecanismelor mijloacelor de măsurare la care purtătorul informaţiei este mişcarea mecanică. Un astfel de caz îl prezintă mecanismul indicatorului de putere maximă ataşat contorului trifazat de energie electrică. Compensarea pierderilor prin frecare se realizează printr-un mecanism de tip „supapă de mişcare" care permite afluxul de energie mecanică de la o sursă externă. Pe această cale se asigură creşterea sensibilităţii şi reducerea pragului de sensibilitate a contoarelor cu indicator de putere maximă. În lucrare se prezintă modul de calcul al unui compensator mecanic pentru aceste tipuri de aparate.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 6 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 681

Demian, T., Grecu, E., Kostrakievici, S.: **Perforator de bandă standard de mică viteză**

În lucrare este prezentat un perforator de bandă de mică viteză (24 caractere/sec.), realizat sub forma unui model experimental, în cadrul unui contract de cercetare ştiinţifică al catedrei de mecanică fină. Sînt descrise subansamblele componente şi particularităţile constructive ale perforatorului şi se fac calculele pentru unele din subansamblele componente.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 5 fig., 5 ref. bibl.

CZ : 621-233
621.822

Demian, T., Lambrache, N.: **Asupra capacităţii de încărcare şi a momentului de frecare în lagărele autoportante cu suprafeţe sferice lubrificate cu ferofluide.**

Lubrificaţia cu ferofluide a lagărelor cu suprafeţe sferice permite creşterea capacităţii de încărcare şi eliminarea sistemului de ungere, în principal datorită posibilităţii de poziţionare a ferofluidului în cîmpuri magnetice de structură optimă. Lucrarea tratează problema influenţei proprietăţilor magnetice ale ferolubrifianţilor asupra portanţei şi frecării pentru cazul general al lubrificaţiei suprafeţelor sferice în regim de autoportanţă.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 6 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 621-82

Alexandrescu, N.: **Distribuitor proporţional cu comandă numerică**

În lucrare se prezintă o nouă soluţie de distribuitor hidraulic proporţional cu comandă numerică diferită de cea consacrată pînă în prezent, comanda analogică. În acest scop în prima treaptă de amplificare a distribuitorului se utilizează un motor pas cu pas. Pentru realizarea funcţiei de debit necesară se foloseşte o reacţie de diferenţă de presiune furnizată de un traductor numeric. Modelul matematic stabilit descrie funcţionarea distribuitorului proporţional demonstrînd posibilitatea utilizării în comanda numerică a unui microprocesor care programează numărul de paşi de poziţionare ai motorului pas cu pas.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 9 fig., 2 tab., 4 ref. bibl.

CZ : 681.01

Demian, T., Stoica, Gh.: **Unele probleme privind echilibrarea greutăţii arborelui maşinii de măsurat în trei coordonate**

Lucrarea prezintă principalele soluţii constructive de echilibrare utilizate în prezent, modul de calcul al unei came de echilibrare şi o soluţie nouă propusă de autori. Soluţiile expuse în lucrare pot fi utilizate, la proiectare, în funcţie de tipodimensiunea maşinii de măsurat şi de posibilităţile tehnologice. Metoda de echilibrare propusă se recomandă pentru intervale de măsurare relativ mari, pe axa verticală.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 5 fig., 2 ref. bibl.

Ciocîrlea-Vasilescu, A.: **Asupra metodelor de etalonare a debitmetrelor destinate măsurării debitelor de lichide — parta I-a**

Debitmetrele se utilizează fie pentru determinarea cantităţii totale de lichid care curge prin traductor, fie pentru determinarea vitezei lichidului prin traductor, în orice moment de timp. Autorul trece în revistă metodele curente de etalonare a debitmetrelor, avantajele şi dezavantajele acestor metode, precum şi factori care afectează performanţele realizate pe baza metodelor mai importante.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 12 fig., 7 ref. bibl.

CZ : 534.632

Şerban, Şt.: **Cîteva soluţii constructive de traductori de vibraţii cu masă seismică**

Articolul prezintă patru soluţii constructive de traductori de vibraţii de tip „seismic", grupate astfel: o grupă de traductori — generatori de semnal (activi) şi o grupă de traductori — modulatori de semnal (pasivi). Din punct de vedere practic, realizarea lor nu ridică probleme deosebite, iar aplicaţiile cuprind domenii diferite, de la măsurarea structurilor aero şi hidrodinamice, pînă la măsurări seismice.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 7 fig., 2 ref. bibl.

CZ : 621.753:681

Kovács, Fr.: **Cu privire la precizia de poziţionare a dispozitivelor de ghidare ale roboţilor industriali**

Se prezintă metodologia de estimare prin calcul a erorilor de poziţie de direcţie şi de repetabilitate ale dispozitivelor de ghidare ale roboţilor industriali.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 4 fig., 3 ref. bibl.

CONTENTS

DC : 338.062.210.3

Demian, T., Tudor, D., Niță, A. M., Stoian, M.: **Achieving a New Type of Dosage Self-acting Apparatus**

The paper deals with the various types of dosage and perfusion self-acting apparata existing on a world scale and shows their technical and operating performances.

The paper moreover submits a new type of ADOLIF dosage and perfusion self-acting apparatus of own design and manufacture.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 12, 6 fig., 3 tables, 2 bibl. papers

---

DC : 621-231

Perju, D.: **On the Calculus of the Mechanical Power Compensator of an Electric Meter with Maximum Power Indicator**

The paper presents several power aspects of the meter mechanisms having the mechanical motion as information carrier. Such a case is the maximum power indicator attached to the electric threephase meter. Friction losses are compensated by means of a motion valve mechanism enabling the mechanical power input from an external supply. An increased sensivity and a lower sensitivity limit are such secured to the meters with maximum power indicator. The paper presents a calculus method of a mechanical compensator for such meter types.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 12, 6 fig., 4 bibl. papers

---

DC : 681

Demian, T., Grecu, E., Kostrakievici, S.: **Low Speed Standard Tape Punch**

The paper presents a low speed tape punch (24 characters/second) experimentally achieved under a scientific research contract of the fine mechanics staff. The structural subassemblies and design features of the tape punch are described, and computations are performed for some of the components.

Construcția de mașini, 35 (1933), No. 12, 5 fig., 5 bibl. papers

---

DC : 621-233
621.882

Demian, T., Lambrache, T.: **On the Loading Capacity and Friction Moment of the Self-supporting Bearings with Ferrofluid Lubricated Spherical Surfaces**

Ferrofluid lubrication of spherical surface bearings enables the increase of the loading capacity and the elimination of the greasing system, mainly as a result of the ferrofluid positioning possibility in optimum structure magnetical fields. The paper approaches the problem of the ferrolubricants magnetic properties influence upon the inward force and friction for the general case of spherical surface lubrication in self-supporting condition.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 12, 6 fig., 4 bibl. papers

DC : 621-82

Alexandrescu, N.: **Numerical Control Proportional Distributor**

The paper presents a new design of proportional distributor with a numerical control differing from the analog control used so far. To this end, first amplifying stage of the distributor is equipped with a step-by-step motor. The flow rate function involved is achieved by a reaction of pressure difference supplied by a numerical transducer. The mathematical model establisshed describes the operation of the proportional distributor, while showing the possibility to use a numerical control equipped with a microprocessor programming the number of positioning steps of the step by-step motor.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 12, 9 fig., 2 tables, 4 bibl. papers

---

DC : 681.01

Demian, T., Stoica, Gh.: **Problems Concerning the Balancing of the Shaft Weight for Three-Coordinates Measuring Machine**

The paper presents the main balancing solutions used at present, the calculus method of a balancing cam and a new solution submitted by the authors. The solutions described in the paper can be used for designing, function of the measuring machine type and size and of the technological possibilities. The balancing method submitted is recommended for relatively great measuring intervals along the vertical axis.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 12, 5 fig., 2 bibl. papers

---

DC : 53.089.6:338.05

Ciocîrlea-Vasilescu, A.: **On the Calibration Methods of Flowmeters Used for Measuring Liquid Discharges — Part One**

Flowmeters are used either for establishing the total liquid quantity flowing through the trasducer, or for determining the liquid speed at its passage through the transducer at any time. The author reviews the current methods of flowmeters calibration, the advantages and shortcomings of these methods, as well as the factors altering the performances achieved by using the most important methods.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 12, 12 fig., 7 bibl. papers

---

DC : 534.632

Șerban, Șt.: **Several Design Versions of Seismic Mass Vibration Transducers**

The paper presents four design versions of seismic-type vibration transducers grouped as follows: a group of signal generators (active) and a group of signal modulators (passive). Their manufacture does not raise any special problems, while their application refers to various fields ranging from the measuring of the aero—, and hidro-dynamic structures to seismic measurements.

Construcția de mașini, 35 (1983), No. 12, 7 fig., 2 bibl. papers

SOMMAIRES

CD : 338.062.210.3

Demian, T., Tudor, D., Niță, A. M., Stoian, M. : **La réalisation d'un nouveau type de dispositif automatique de dosage**

Cet ouvrage s'occupe des divers types de dispositifs automatiques de dosage et de perfusion existant sur le plan mondial, ainsi que de leur performances techniques et fonctionnelles.

Les auteurs proposent un nouveau type de dispositif automatique de dosage et de perfusion — ADOLIF — original aussi bien du point de vue de sa conception que de sa réalisation.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 6 fig., 3 tabl., 2 réf.

CD : 621-231

Perju, D. : **Au sujet du calcul du compensateur énergétique mécanique d'un compteur électrique à indicateur de puissance maximale**

Cet ouvrage présente une série d'aspects énergétiques des mécanismes des moyens de mesure dont le porteur de l'information est le mouvement mécanique. Un cas de ce genre est représenté par le mécanisme de l'indicateur de puissance maximale attaché au compteur triphasé d'énergie électrique. La compensation des pertes par frottement est réalisée à l'aide d'un mécanisme de type „soupape de mouvement" qui permet l'afflux d'énergie mécanique depuis une source extérieure. Par cette voie, on assure la hausse de la sensibilité et la réduction du seuil de sensibilité des compteurs à indicateur de puissance maximale. L'ouvrage présente le mode de calcul d'un compensateur mécanique pour ces types d'appareils.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 6 fig., 4 réf.

CD : 681

Demian, T., Grecu, E., Kostrakievici, S. : **Perforatrice de bande standard de faible vitesse**

Cet ouvrage présente une perforatrice de bande de faible vitesse (24 caractères/seconde), réalisée sous la forme d'un modèle expérimental, en vertu d'un contrat de recherche scientifique de la chaire de mécanique de précision. On décrit les sous-ensembles composants et les particularités constructives de la perforatrice et on indique les calculs de certains sous-ensembles composants.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 5 fig., 5 réf.

CD : 621-233
621-822

Demian, T., Lambrache, N. : **Au sujet de la capacité de chargement et du moment de friction dans les paliers autoportants à surfaces sphériques lubrifiées avec des ferrofluides**

La lubrification avec des ferrofluides des paliers à surfaces sphériques permet d'accroître la capacité de chargement et l'élimination du système de graissage, principalement grâce à la possibilité de positionner le ferrofluide dans des champs magnétiques de structure optimale. L'ouvrage expose le problème de l'influence qu'exercent les propriétés magnétiques des ferrolubrifiants sur la portance et la friction, pour le cas général de la lubrificatian des surfaces sphériques en régime d'autoportance.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 6 fig., 4 réf.

CD : 621-82

Alexandrescu, N. : **Distributeur proportionnel à commande numérique**

Cet ouvrage présente une nouvelle solution de distributeur hydraulique proportionnel à commande numérique différant de la commande analogique, jusqu'à présent. A cet effet, on utilise un moteur pas à pas dans le premier échelon d'amplification du distributeur. En vue de réaliser la fonction de débit nécessaire, on utilise une réaction de différence de pression fournie par un traducteur numérique. Le modèle mathématique établi décrit le fonctionnement du distributeur proportionnel en démontrant la possibilité d'utiliser, à la commande numérique, un microprocesseur programmant le nombre de pas de positionnement du moteur pas à pas.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 9 fig., 2 tabl., 4 réf.

CD : 681.01

Demian, T., Stoica, Gh. : **Problèmes concernant l'équilibrage du poids de l'arbre de la machine à mesurer à trois coordonnées**

Cet ouvrage présente les principales solutions constructives d'équilibrage utilisées à présent, le mode de calcul d'une came d'équilibrage et une nouvelle solution proposée par les auteurs.

Les solutions exposées dans l'ouvrage peuvent servir a l'élaboration des projets, en fonction du type et de la dimension de la machine à mesurer et des possibilités technologiques. La méthode d'équilibrage proposée est recommandée pour des intervalles de mesure relativement importants, sur l'axe vertical.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 5 fig., 2 réf.

CD : 53.089.6 :333.05

Ciocîrlea-Vasilescu, A. : **Au sujet des méthodes d'étalonnage des débitmètres destinés à la mesure du débit des liquides — Ière partie**

On utilise les débitmètres soit pour déterminer la quantité totale de liquide coulant à travers le traducteur, soit pour déterminer la vitesse du liquide à travers le traducteur, à tout moment. L'auteur passe en revue les méthodes contantes d'étalonnage des débitmètres, les avantages et les inconvénients de ces méthodes, ainsi que les facteurs affectant les performances réalisés selon les méthodes plus importantes.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 12 fig., 7 réf.

CD : 534.632

Șerban, Șt. : **Solutions constructives de traducteurs des vibrations à masse séismique**

Cet article présente quatre solutions constructives de traducteurs de vibrations de type „séismique", groupés de la manière suivante : un groupe de traducteur-générateurs de signal (actifs) et un groupe de traducteurs-modulateurs de signal (passifs). Du point de vue pratique, leur réalisation ne pose pas de problèmes particuliers et leurs applications se réfèrent à différents domaines, depuis la mesure des structures aéro — et hydro-dynamiques jusqu'aux mesures séismiques.

Construcția de mașini, 35 (1983), no. 12, 7 fig., 2 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 333.062.210.3

Demian, T., Tudor, D., Niţă, A. M., Stoian, M.: **Die Entwicklung eines neuen Dosierungsautomatentyps**

Im vorliegenden Beitrag werden verschiedene auf Weltebene bekannte Dosierungs — und Perfusionsautomatentypen wie auch ihre technischen und Betriebsleistungen beschrieben. Gleichzeitig wird ein neuer Dosierungs — und Perfusionsautomatentyp „ADOLIF" vorgeschlagen, der sowohl hinsichtlich der Entwicklung als auch der Ausführung originell ist.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 6 Fig., 3 Tab., 2 Lit.

DK : 621-231

Perju, D.: **Über die Berechnung des mechanischen Phasenkompensators eines Elektrizitätszählers mit Anzeige der Maximalleistung**

Im Beitrag werden einige energetische Aspekte der Meßeinrichtungen behandelt, bei denen Informationsträger die mechanische Bewegung ist. Ein Beispiel dafür ist die Vorrichtung des Maximalleistungsanzeigers eines Drehstromzählers. Die Ausgleichung der durch Reibung verursachten Verluste erfolgt über ein sogenantes Bewegungsventilgetriebe, das die Zufuhr der mechanischen Energie von einer Außenquelle ermöglicht. Dadurch wird die Erhöhung der Empfindlichkeit wie auch die Herabsetzung der Empfindlichkeitsgrenze des Zählwerks mit Anzeige der Maximalleistung gewährleisteti Im Beitrag wird die Berechung für einen mechanischen Kompensator für diese Geräteypen beschrieben.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 6 Fig., 4 Lit.

DK : 681

Demian, T., Greu, E., Kostrakievici, S.: **Lochbandstanzer niedriger Geschwindigkeit**

Im Beitrag wird ein Lochbandstanzer niedriger Geschwindigkeit (24 Zeichen/s) beschrieben, der als Versuchsmodell aufgrund eines vom Lehrstuhl für Feinmechanik für wissenschaftliche Forschung abgeschlossenen Vertrags entwickelt wurde. Beschrieben werden die Bauteile und die bautechnischen Kenndaten des Stanzers. Es werden auch die Berechnungen für einige dieser Bauteile veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 5 Fig., 5 Lit.

DK : 621-233
621-822

Demian, T., Lambrache, T.: **Über die Belastungskapazität und das Reibungsmoment bei den selbsttragenden Lagern mit ferrofluidgeschmierten sphärishen Oberflächen**

Die Schmierung der Lagern mit Ferrofluiden ermöglicht die Erhöhung der Ladefähigkeit und das Weglassen des Schmiersystems vorwiegend infolge der Positionierung des Ferrofluids in magnetischen Feldern optimaler Struktur. Im Beitrag wird die Einwirkung der magnetischen Eigenschaften der Ferrofluiden auf die Auftriebskraft und die Reibung behandelt für den allgemeinen Fall der Schmierung der sphärischen Oberflächen im selbsttragenden Betrieb.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 6 Fig., 4 Lit.

DK : 621-82

Alexandrescu, N.: **Proportionalventil mit digitaler Steuerung**

Im Beitrag wird eine neue Lösung für den hydraulischen Proportionalventil mit digitaler Steuerung veröffentlicht, die sich von der herkömmlichen analogen Steuerung unterscheidet. Zu diesem Zwech wird in der ersten Verstärkerstufe des Ventils ein Schrittmotor verwendet. Für die Erreichung der erforderlichen Durchflußfunktion wird eine Differenzdruckreaktion benutzt, die von einem digitalen Aufnehmer geliefert wird. Das festgelegte mathematische Modell beschreibt die Kunktion des Proportionalventils und demonstriert die Möglichkeit, ein Mikroprozessor in der digitalen Steuerung anzuwenden, der die Anzahl der Positionierungsschritte des Schrittmotor progammiert.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 3 Fig., 2 Tab., 4 Lit.

DK : 681.01

Demian, T., Stoica, Gh.: **Einige Probleme, die mit der Auswuchtung der Welle der Maschine zur Messung in drei Koordinaten verbunden sind**

Im Beitrag werden die wichtigsten konstruktiven Auswuchtungslösungen, die gegenwärting verwendet werden, ferner die Berechung für eine Kurvenscheibe wie auch eine neue, von den Autoren vorgeschlagene Lösung beschreiben. Die im Beitrag beschriebenen Lösungen können in der Ausarbeitung der Fertigungsunterlagen je nach Typengrößen der Meßmaschine und den technologischen Möglichkeiten angewandt werden. Die vorgeschlagene Auswuchtungsmethode wird für relativ große Maßabstände auf der vertikalen Achse emplfohlen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 5 Fig., 2 Lit.

DK : 53.089.6:338.05

Ciocîrlea-Vasilescu, A.: **Über die Methoden zur Eichung der Durchflußmesser, die zur Messung der Flüssigkeitsmengen bestimmt sind — I. Teil**

Die Durchflußmesser werden entweder zur Bestimmung der gesamten Flüssigkeitsmenge, die das Meßmittel durchströmt, oder zur Bestimmung der Flüssigkeitgeschwindigkeit durch das Meßmittel in jedem Augenblick verwendet. Der Autor erwähnt die zur Eichung der Durchflußmesser laufend angewandten Methoden, die Vor — und Nachteile dieser Methoden wie auch die Faktoren, welche die aufgrund der wichtigsten Methoden erzielten Leistungen beeinträchtigen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 12 Fig., 7 Lit.

DK : 534.632

Şerban, Şt.: **Einige bautechnische Lösungen für Schwingungsgeber mit seismischer Masse**

Im Beitrag werden vier beutechnische Lösungen für „seismischen" Schwingungsgeber beschrieben, die folgendermaßen eingeteilt werden : eine Gebergruppe der (aktiven) Signalgeneratoren und eine Gebergruppe der (passiven) Signalmodulatoren. Vom praktischen Standpunkt her, können diese Geräte ohne besondere Probleme gebaut werden. Sie finden in verschiedenen Bereichen — von der Messung der Luft — und der hydrodynamischen Strukturen bis zu seismischen Messungen — Anwendung.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 7 Fig., 2 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 388.062.210.3

Демиан, Т., Тудор, Д., Ницэ, А. М., Стоян, М. : **Реализации нового типа автомата по дозировке**

Эта работа трактует о различных типов автоматов по дозировке и перфузии, существующих в мировом плане, а также об их технических и рабочих показателях. В то же время предлагается новый тип автомата по дозировке и перфузии „АДОЛИФ", своеобразный как с точки зрения замысла, так и его реализации.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 6 рис., 3 табл., 2 лит.

ДК : 621—231

Пержу, Д. : **О расчете механического энергетического компенсатора электросчетчика с индикатором максимальной мощности**

В работе представляется ряд энергетических аспектов, механизмов средств измерения, у которых носителем информации является механическое движение. Механизм индикатора максимальной мощности, прикреплённый к счётчику электроэнергии трехфазного тока, является механическое движение. Механизм индикатора максимальной мощности, прикреплённый к счётчику электроэнергии трехфазного тока, является доказательством этого случая. Выравнивание потерь на трение осуществляется путем механизма типя „клапан действующего притоку механической энергии от внешнего источника. Таким образом обеспечиваются повышение фувствительности и снижение предела чувствительности счётчиков с индикатором максимальной мощности. В работе представляется способ вычисления механического компенсатора для этих типов аппаратов.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 6 рис., 4 лит.

ДК : 681

Демиан Т, Греку Е., Костракевич С. : **Стандартный ленточный перфоратор малой скорости**

В работе представлен ленточный перформатор малой скорости (24 знака/секунд), изготовленный в виде опытной модели на основе научно-исследовательского контракта кафедры точной механики. Описаны составные свойства перфоратора и осуществляются расчеты для ряда составных узлов.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 5 рис., 5 лит.

ДК : 621—233
621—822

Демиан Т., Лабраке Н. : **О грузоподъемности и момента трения самонесущих подшипников со сферическими поверхностями, смазываемых феррожидкостями**

Смазывание подшипников со сферическими поверхностями феррожидкостями содействует увеличению грузоподъемности и устранению смазочной системы, в основном, благодаря возможности установить положение ферросмазки в магнитных полях оптимальной структуры. Работа трактует влияние магнитных свойств ферросмазок на несущую способность и трение для общего случая смазывания сферической поверхности в самонесущем режиме.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 6 рис., 4 лит.

ДК : 621—52

Александреску Н. : **Пропорциональный распределитель с цифровым управлением**

В работе преставлено новое решение гидравлического пропорционального распределителя с цифровым управлением, отличающее от до сих пор употребляемого аналогического управления. Таким образом, для первой ступени усиления распределителя используют шаговый двигатель. Для реализации необходимой функции дебита используют реакцию различного давления, полученного числовым датчиком. Определенная математическая модель описывает работу пропорционального распределителии демонстрирует возможность использования микропроцессора в числовом управлении, программирующего число шагов положения шагового двигателя.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 9 рис., 2 табл., 4 лит.

ДК : 681.01

Демиан Т., Стойка Г. : **Ряд вопросов об уравновешивании веса вала машины для измерения на три координаты**

Работа представляет главные, использованные теперь, конструктивные решения уравновешивания, способ расчёта уравновешивающего кулачка и новое решение, предложенное авторами. Предложенные в работе решения могут использовать в проектировании. в зависимости от типоразмеров машины измерения и от технологических возможностей. Предложенный метод уравновешивания рекомендуют для сравнительно больших измерительных пределов, на вертикальной оси.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 15 рис., 2 лит.

ДК : 53.089.6 : 388.05

Чокырлеа — Василеску А. : **О методах эталонирования дебитметров, предназначенных для измерения дебитов жидкостей — первая часть**

Дебитметры используют либо для определения валового количества жидкости, текучей через датчики, либо для определения скорости жидкостей, текучей через датчики в любою мемент времени. Автор рассматривает текучие методы эталонирования дебитметров, выгоды и невыгоды этих методов, а также факторы, отрицательно влияющие на показатели, полученные на основе более важных методов.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 12 рис., 7 лит.

CZ : 621-85

Alexandrescu, N.: **Cinematica unităţilor pneumatice de acţionare a roboţilor industriali**

În lucrare se prezintă unele structuri de unităţi pneumatice de acţionare a roboţilor industriali care în diferite moduri, privind controlul debitelor, realizează componentele cinematice de mişcare. Se studiază condiţiile în care unităţile de acţionare evoluează cu viteze constante. Pentru regimul sonic de curgere prin rezistenţele pneumatice de circuit, sînt stabilite relaţiile de calcul şi dimensionare în care unităţile pneumatice asigură procese stabilizate de de mişcare.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 3 fig., 4 ref. bibl.

CZ : 621.753:681

Mesaroş-Anghel, V., Kovács, Fr.: **Dispozitiv de prehensiune cu centrare completă**

Lucrarea prezintă construcţia, calculul cinetostatic al acţionării, propuneri de probe pentru determinarea performanţelor şi o realizare privind un dispozitiv de prehensiune cu trei bacuri, folosit la roboţii industriali care deservesc maşini unelte.

Construcţia de maşini, 35 (1983), nr. 12, 11 fig., 5 ref. bibl.

DC : 621.753:681

Kovásc, Fr.: **On the Positioning Accuracy of Industrial Robots Guids**

The paper presents the calculus estimation methods for the position, direction, and repeatibility errors of the industrial robots guides.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 12, 4 fig., 3 bibl. papers

---

DC : 621-85

Alexandrescu, N.: **Kynematics of Industrial Robots Pneumatic Drives**

The paper presents certain structures of industrial robots pneumatic drives achieving the motion kynematic components in various output control manners. The conditions are studied for a constant speed of the drives. The calculation and dimensioning relations are established for a sonic flow rate through circuit pneumatic resistors, when the pneumatic units secure stabilized motion processes.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 12, 3 fig., 4 bibl. papers

---

DC : 621.753:681

Mesaroş-Anghel, V., Kovács, Fr.: **Fully Centered Pick-up**

The paper presents the design, kynetostatic calculus of the driving equipment, performance test proposals concernig a three finger pick-up used with industrial robots assisting the machine tools.

Construcţia de maşini, 35 (1983), No. 12, 11 fig., 5 bibl. papers

---

CD : 621.753:681

Kovács, Fr.: **Au sujet de la précision de positionnement du dispositif de guidage des robots industriels**

On présente la méthodologie d'estimation par calcul des erreurs de position, de direction et de répétabilité des dispositifs de guidage des robots industriels.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 12, 4 fig., 3 réf.

CD : 621-85

Alexandrescu, N.: **La cinématique des unités pneumatiques d'actionnement des robots industriels**

L'ouvrage présente certaines structures d'unités pneumatiques d'actionnement des robots industriels qui réalisent, de différents modes, des composants cinématiques de mouvement, en ce qui concerne le contrôle des débits. On étudie les conditions permettant aux unités d'actionnement d'évoluer à des vitesses constantes. Pour le régime sonique d'écoulement à travers les résistances pneumatiques de circuit, on établi les relations de calcul et de dimensionnement permettant aux uités pneumatiques d'assurer des processus de mouvement stabilisés.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 12, 3 fig., 4 réf.

CD : 621.753:681

Mesaroş-Anghel, V., Kovács, Fr.: **Dispositif de préhension à centrage complet**

Cet ouvrage présente la construction, le calcul cinétostatique de l'actionnement, les propositions d'essais pour déterminer les performances et la réalisation d'un dispositif de préhension à trois mâchoires, utilisé aux robots industriels servant aux machines-outils.

Construcţia de maşini, 35 (1983), no. 12, 11 fig., 5 réf.

DK : 621.753:681

Kovács, Fr.: **Über die Positionierungsgenauigkeit der Führungsvorrichtungen für Industrieroboter**

Beschrieben wird die Methode zur Berechnung der Positionierungs—, Richtungs — und Wiederhodungsfehler bei den Führungsvorrichtungen für Industrieroboter.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 4 Fig., 3 Lit.

DK : 621-85

Alexandrescu, N.: **Die Kinematik der pneumatischen Einheiten zur Steuerung der Industrieroboter**

Im Beitrag werden einige Strukturen der pneumatischen Einheiten zur Steuerung der Industrieroboter beschrieben, die durch die Steuerung des Durchflusses die kinematischen Bewegungskomponenten auf verschiedener Art erzielen. Untersucht werden die Bedingungen unter denen die Steuerungseinheiten mit konstanten Geschwindigkeiten arbeiten. Für die kritische Strömung durch die pneumatischen Kreislaufwiderstände werden die Berechnungs — und Dimensionierungsformeln festgelegt für die von den pneumatischen Einheiten gewährleisteten stabilisierten Bewegungsabläufe.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 3 Fig., 4 Lit.

DK : 621.753:681

Mesaroş-Anghel, V., Kovács, Fr.: **Greifereinrichtung mit vollständiger Zentrierung**

Im Beitrag werden die Konstruktion, die kinetostatische Berechnung des Antriebs, die Probenvorschläge zur Ermittlung der Leistungsmerkmale wie auch die Ausführung einer Greifereinrichtung mit drei Backen präsentiert, die für Industrieroboter, bestimmt sind, die zur Bedienung von Werkzeugmaschinen dienen.

Construcţia de maşini, 35 (1983), Nr. 12, 11 Fig., 5 Lit.

ДК : 534, 632

Шербан Шт. : **Ряд конструктивных решений датчиков вибрации со сеисмической массой**

Статья представляет четыре конструктивных решения датчиков вибрации „сеисмического" типа, сгруппированных следующим образом : группа датчиков-генераторов сигналов (активных) и группа датчиков — модуляторов сигналов (пассивных). С практической точки зрения, их реализация не вызывает никаких специальных вопросов, а применение охватывает различные области : от измерения воздушно — и гирродинамических структур, до сеисмического измерения.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12 7 рис., 2 лит.

ДК : 621.753 : 681

Ковач Ф. : **О точности установления направляющих приспособлений промышленных роботов.**

Преставляется метология расчетного определения статических ошибок, ошибок направления и повторяемости направляющих приспособлений промышленных роботов.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 4 рис., 4 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box. 136—137— telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3

ATTENTION !

Les lecteurs étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ДК : 621—85

Александреску Н. : **Кинематика пневматических единиц привода промышленных роботов**

В работе представляется ряд структур пневматических единиц привода промышленных роботов, которые по-разному осуществляют кинематические движущие компоненты в контроле дебитов. Изучаются условия, в которых единицы привода развиваются постоянными скоростями. Для звукового режима течения сквозь пневматические сопротивления цепи, определения отношения исчисления и определения размеров, в которых пневматические единицы обеспечивают стабилизированные движущие процессы.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 3 рис., 4 лит.

ДК : 621.753 : 681

Месарош—Ангель В., Ковач Ф. : **Захватное приспособление с полной центровкой**

Работа представляет конструктивное решение, кинетостатический расчёт привода, предложения проб для определения показателей и достижение о захватном приспособлении с тремя баками, использованном для промышленных роботов металлобрабатывающих станков.

„Construcţia de maşini" 35 (1983),
н. 12, 11 рис., 5 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich abonnieren durch ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie, nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICTCM, 30.16.7.01.01 B.N.—R.S.R. filiala sector IV sau prin mandat poştal la ICTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif : 150 lei anual. Costul unui exemplar : 12,50 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti" str. Transilvaniei, nr. 29.

CZU : 338.062.210.3

Realizarea unui nou tip de automat de dozare

Prof. dr. ing. Traian **DEMIAN**, conf. dr. ing. Dumitru **TUDOR**, ing. Mircea **STOIAN**— Institutul politehnic București
Ing. Aurel Mircea **NIȚĂ** — I.O.R. București

Automatele de dozare intră în dotarea laboratoarelor de cercetare și analize biochimice, în dotarea spitalelor sau a policlinicilor, în acest din urmă caz ajutînd la efectuarea perfuziilor. Performanțele obținute de firmele specializate în aparatura de cercetare și biomedicală sînt sintetizate în tabelele 1 și 2. Se observă posibilitățile multiple de programare ale debitului și volumului, precum și performanțele de dozare prin injectare sau picurare.

Un alt element de diferențiere al principalelor tipuri existente pe plan mondial îl constituie sistemul motor ; de aici se disting servomotoarele și motoarele pas cu pas, care asigură precizie ridicată precum și cele mai mici volume sau debite.

Din punctul de vedere al particularităților constructive, trebuie menționate soluțiile firmei L.K.B. — Suedia. Astfel, automatul de dozare „ULTRORAC" 2070 are subansamblul colector cu suport multiplu translatoriu a cărui capacitate este de 10 eprubete. Cei 20 de suporți se deplasează în circuit închis, pe măsura umplerii lor (fig. 1).

Se observă două mișcări distincte : una longitudinală pas cu pas, realizată de motorul M_1 și un mecanism de transmisie cu cruce de Malta, roată stelată și lanț articulat și o mișcare transversală, realizată de motorul M_2 și un sistem de excentric, E. După fiecare dozare motorul M_1 este comandat astfel încît se deplasează suportul cu un pas, pentru ca după 10 pași longitudinali motorului M_1 să i se întrerupă alimentarea. Urmează activarea motorului M_2 și deplasarea transversală a suportului lăsînd un loc liber următorului suport, prin dreptul capului dozator. Mențiuni se mai pot face și asupra altor tipuri de automate de dozare așa cum rezultă din datele înscrise în cele două tabele. Se va insista însă asupra automatului proiectat și realizat de autori.

Acest nou tip de automat de dozare a lichidelor farmacologice denumit „ADOLIF" este compus din patru subansamble principale și anume : de colectare, de dozare (injectomat), transportor și unitatea electronică de comandă (fig. 2).

Subansamblul de colectare are rolul de a înmagazina diferitele lichide în unități individuale și este compus din motorul pas cu pas, mecanismul de transmitere și amplificare a mișcării și platoul cu eprubete.

Subansamblul de dozare, are rolul fie de dozare precisă a diferitelor volume de lichide,

Automate de dozare

Tabelul 1

Firma	Varianta	Tipul dozării	Sistemul de antrenare al subans. colector	Capacit. de colectare (nr.)	Dozare în timp	Dozare prin picături	Dozarea de volume precise
L.K.B Suedia	L.K.B. 2070 Ultro Rac II	simplă	motor sincron de c.a. mecanism CM* lanț art. cu bolțuri	200 eprubete ∅13 ; ∅18 mm ; ∅8 mm	0,1÷99,9 min. pas 0,1 min.	1 ÷ 999 pic. pas 1 pic.	1$_{\mu}$l÷130 ml. 3,5$_{\mu}$l÷550 ml.
	LKB 7000 Ultro Rac	simplă	„ „	„ „	0,1÷9,9 min. 1 ÷ 99 min. pas 0,1 min. respectiv pas 1 min.	1 ÷ 99 pic. 10 ÷ 990 pic. pas 1 pic.	
	Redi Rac	simplă	motor sincron soluție specială poziționare	100 eprubete ∅16 mm 160 eprubete ∅12 mm	0,1 ÷ 9,9 min. 1 ÷ 99 min. pas 0,1 min. resp. 1 min.	1 ÷ 99 pic. 10 ÷ 990 pic. pas 1 pic. resp. 10 pic.	16$_{\mu}$l—16 ml. 70$_{\mu}$l—70 ml.
	Multi Rac	simplă	subans. colector este fix subans. dozare este mobil	312 eprubete ∅12 ; ∅13 mm 180 eprubete ∅16 ; ∅18 mm	0,1÷99,9 min. pas 0,1 min.	1 ÷ 999 pic. pas 1 pic.	10$_{\mu}$l÷800 ml. 10$_{\mu}$l÷3500 ml.

* CM — Cruce de Malta

Injectomat — dozatoare de debite

Tabelul 2

Firma	Sistem motor	Tip de dozare	Posibilități de programare		Imprecizia	Observații
			Debit	Observații		
Robert & Carrière	servomotor cu mecanism de transmitere pinion-cremalieră.	— seringă calibrată	0,1 ÷ 750 ml/h	— volum injectat continuu — debit injectat continuu — tip de șeringă	±1%	— sistem de alarmare la sfîrșitul perfuziei — autonomia bateriilor — 3 ore — comandă cu microprocesor
Fresenius R.F.G.	motor sincron de c.a. și mecanism camă tachet.	— pompă de perfuzie	1 ÷ 99 pic/min 0,5 ÷ 396 ml/h	— volum injectat continuu — debit injectat continuu — volum injectat prin picurare	±1%	— sistem de alarmare la sfîrșitul perfuziei — numărător de picături 1 ÷ 99999 picături — autonomia bateriilor — 2 ÷ 5 ore
	motor sincron c.a. și microreductor cu 2 trepte.	— seringă calibrată	1 ÷ 10 ml/h 10 ÷ 100 ml/h	— seringă 50 ml — volum și debit dozat	±2%	— oprire automată la cap de cursă — sistem de alarmare optic și acustic — oprire automată la cap de cursă
Sage Instruments S.U.A.	— motor pas cu pas și microreductor	— seringă calibrată	5 ÷ 40 ml/min 0,000092 ml/h ÷ ÷ 13 ml/min 0,021 ml/min ÷ ÷ 29 ml/min	— dozare simplă sau multiplă cu 2, 3, 4 seringi calibrate — tip de seringă : 10, 20, 40, 50, 100 ml.	—	— sistem de alarmare la sfîrșitul perfuziei.
	— servomotor și mecanism pinion-cremalieră		4 ml/h ÷ 1 ml/zi			
M. Braun-Melsungen A.G. R.F.G.	— servomotor cu mecanism de transmitere pinion-cremalieră	— seringă calibrată	0,19 ÷ 600 ml/h	— volum injectat continuu — debit injectat continuu — tip de seringă 10 ; 20 ; 50 ml.		

care pot fi programabile, fie de realizare a unor debite de lichide prefuzabile, programabile. Este alcătuit din motorul pas cu pas, mecanismul de transmitere și multiplicare a mișcării și seringa calibrată.

și cu seringi din import de diferite capacități 2—60 ml (80 ml).

Subansamblul transportor deplasează întreg subansamblul de dozare pe direcție radială prin rotirea acestuia în jurul unei axe fixe. Mișcarea este asigurată de un motor pas cu pas și un angrenaj de roți dințate cu raportul de transmitere 2 : 1. Datorită interschimbabilității diferitelor tipuri de eprubete, s-a prevăzut deplasarea pe verticală a injectorului prin înfiletarea brațului **B** pe coloana de susținere.

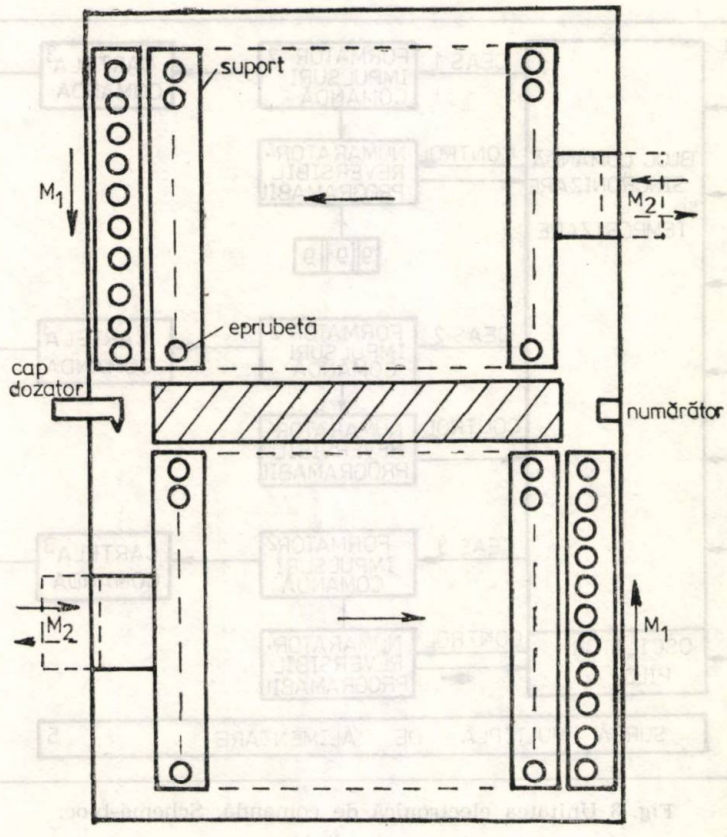


Fig. 1 Schema funcțională a aparatului „ULTRCRAC" 2070.

Automatul de dozare poate funcționa atît cu seringi de fabricație internă, tip ITM, cît

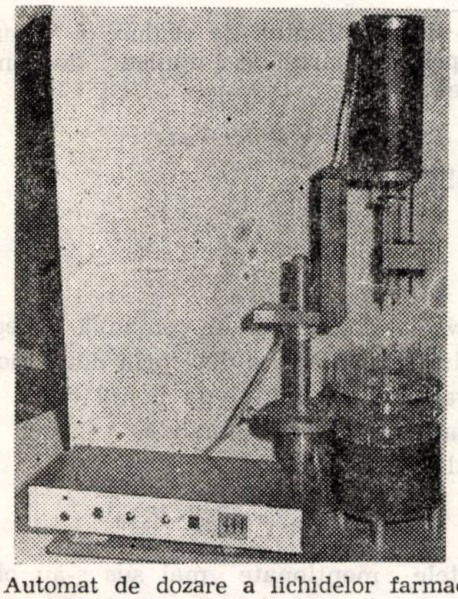


Fig. 2 Automat de dozare a lichidelor farmacologice „ADOLIF 1".

Indexarea eprubetelor din dreptul seringii se realizează fie transmițînd mișcarea de rotație unghiulară de la motorul pas cu pas (cu ajutorul unui reductor), fie transmițînd mișcarea de rotație unghiulară de la motorul pas cu pas, cu ajutorul unui angrenaj cu raport de transmisie 1 : 1, și reglînd electronic numărul de pași.

Automatul de dozare „ADOLIF 1" funcționează pe baza celei de-a doua soluții care are avantajul unei tehnologii de execuție mai simple și al comenzii electronice realizată cu elemente de fabricație indigenă.

Unitatea electronică de comandă este formată din următoarele blocuri funcționale (fig. 3) :

— bloc comandă sincronizare și temporizare **1** ;
— formatoare impulsuri comandă **2** ;
— cartele comandă motoare pas cu pas **3** ;
— numărătoare de control **4** ;
— sursă alimentare multiplă **5**.

Atomatul de dozare „ADOLIF 1" funcționează cuplat cu un generator de frecvență.

Volumul minim debitat V_{mi} este :

$$V_{\min} = \frac{\pi D^2}{4} \frac{\alpha_p}{360} p_s$$

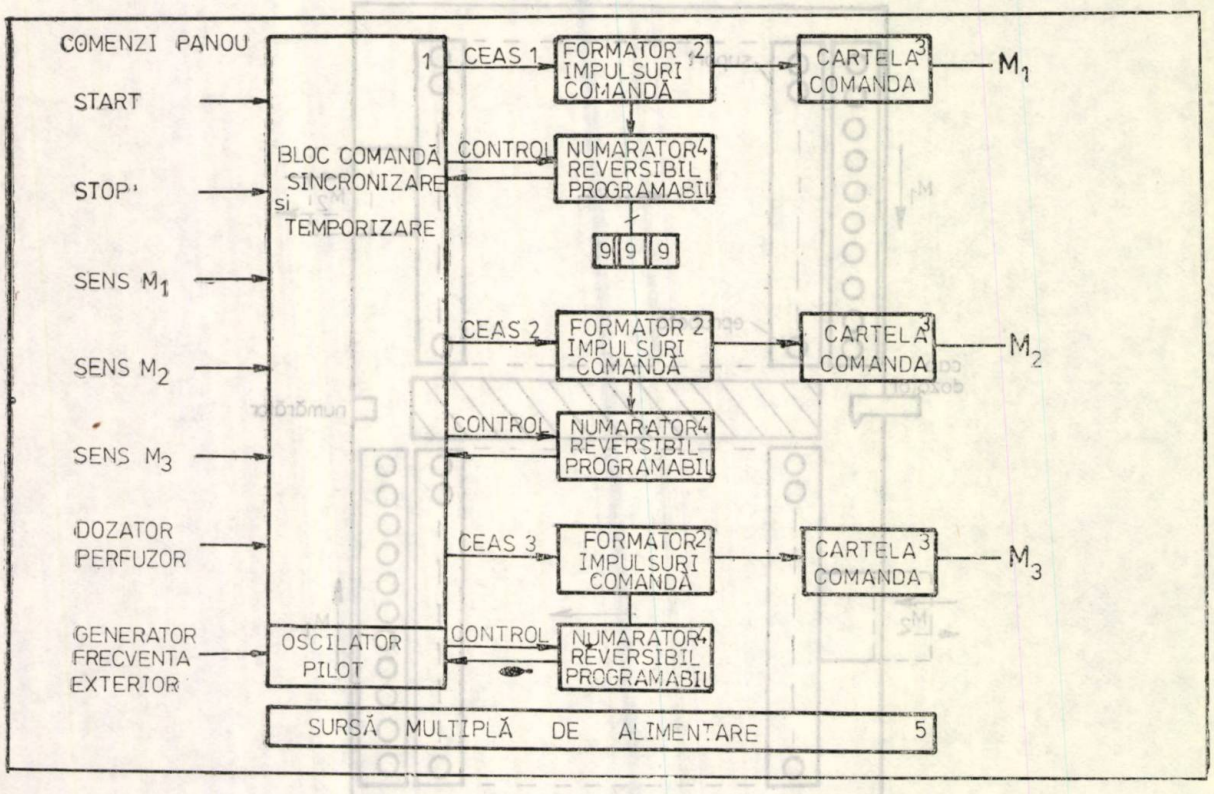


Fig. 3 Unitatea electronică de comandă. Schemă-bloc.

În viitor schema va fi perfecționată, asigurîndu-se funcționarea pe bază de microprocesor. Momentul motor M_m, necesar acționării subansamblului colector, trebuie să învingă inerția elementelor aflate în mișcarea de rotație M_i, și frecările din sistem, M_f;

$$M_m = M_i + M_f$$

La calculul momentului motor necesar injectomatului a fost luat în considerare și momentul M_h necesar pentru învingerea rezistenței hidraulice ; deci $M_m = M_i + M_f + M_h = M_i + M_r$. unde $M_r = M_f + M_h$ reprezintă momentul rezistent total.

Domeniul larg de lucru este asigurat cu ajutorul comenzii electronice a motorului pas cu pas, sau mecanic, utilizîndu-se patru variante care se deosebesc prin pasul șurubului :

— varianta foarte precisă : ADOLIF 1 S ; $p_s = 0{,}5$ mm ;
— varianta precisă : ADOLIF 1 P ; $p_s = 1$ mm ;
— varianta normală : ADOLIF 1 N ; $p_s = 1{,}5$ mm ;
— varianta uzuală : ADOLIF 1 U ; $p_s = 1{,}7$ mm.

unde :

D — diametrul seringii ;
p_s — pasul șurubului ;
α_p pasul unghiular la motor.

Există și posibilitatea de reglare a volumului dozat prin numărul de impulsuri de comandă n, astfel :

$$V = n \cdot V_{\min}$$

Debitul Q va fi :

$$Q = \frac{V}{t} = \nu_c \cdot V$$

unde ν_c — frecvența de comandă. Reglarea debitului se poate face deci prin două moduri : prin variația volumului de lichid cît și prin variația frecvenței de comandă.

Debitul minim va fi :

$$Q_{\min} = \nu_{c_{\min}} \cdot V_{\min}$$

Cu datele menționate mai sus s-au obținut rezultatele din tabelul 3.

Pentru pasul unghiular de 15°, pasul șurubului conducător 0,5 mm, diametrul seringii

Tabelul 3

$\alpha_p = 15°$ $p_s = 0{,}5$ mm $D = 12;\ 16;\ 20$ mm $\nu_c = 0{,}02 \ldots . 1$ Hz $\nu_c = 1 \ldots 50$ Hz	D [mm] 12 16 20	V_{min} [µl] 2,35 4,18 6,54	Q_{min} [ml/h] 0,169 0,301 0,471	Q_{max} [ml/h] 424,12 753,98 1178,09
$\alpha_p = 15°$ $p_s = 1$ mm $D = 12;\ 16;\ 20$ mm $\nu_c = 0{,}02 \ldots . 1$ Hz $\nu_c = 1 \ldots 50$ Hz	D [mm] 12 16 20	V_{min} [µl] 4,71 8,37 13,08	Q_{min} [ml/h] 0,339 0,603 0,943	Q_{max} [ml/h] 848,23 1507,9 2356,19
$\alpha_p = 15°$ $p_s = 1{,}5$ mm $D = 12;\ 16;\ 20$ mm $\nu_c = 0{,}02 \ldots . 1$ Hz $\nu_c = 1 \ldots 50$ Hz	D [mm] 12 16 20	V_{min} [µl] 7,068 12,56 19,63	Q_{min} [ml/h] 0,509 0,904 1,413	Q_{max} [ml/h] 1272,3 2261,9 3534,3
$\alpha_p = 15°$ $p_s = 1{,}75$ mm $D = 12;\ 16;\ 20$ mm $\nu_c = 0{,}02 \ldots . 1$ Hz $\nu_c = 1 \ldots 50$ Hz	D [mm] 12 16 20	V_{min} [µl] 8,24 14,66 22,90	Q_{min} [ml/h] 0,593 1,055 1,649	Q_{max} [ml/h] 1484,4 2638,9 4123,3

12 mm și frecvența de comandă variabilă 0,02—50 Hz, se pot utiliza diagramele din figurile 4, 5 și 6.

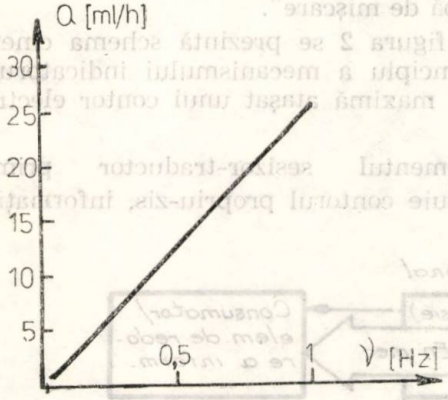


Fig. 4 Diagramă de lucru $Q=Q\ (\nu)$.

Eroarea relativă ε_v la dozarea volumului este :

$$\varepsilon_v = \frac{\Delta V}{V} 100 = \left(\frac{\Delta A}{A} + \frac{\Delta S}{S}\right) 100 = \varepsilon_a + \varepsilon_s$$

unde erorile relative ale deplasării axiale a pistonului ε_a și de secțiunea ε_s a seringii sînt :

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta A_{max}}{A_{nom}} \qquad \varepsilon_s = \frac{\Delta S}{S} = \frac{\Delta \alpha_p}{\alpha_p} + \frac{\Delta p}{p_s}$$

$\Delta\alpha_p$ — imprecizia pasului unghiular al motorului pas cu pas și influența jocului de flanc șurub-piuliță ;

α_p — pasul unghiular ;

p_s — pasul șurubului conducător ;

Δp_s — eroarea de pas al șurubului conducător ;

ΔA_{max} — abaterea maximă a secțiunii seringii calibrate ;

A_{nom} — secțiunea nominală a seringii calibrate.

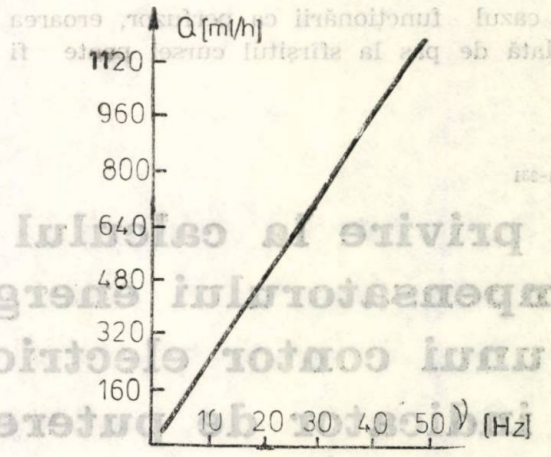


Fig. 5 Diagramă de lucru $Q=Q\ (\nu)$.

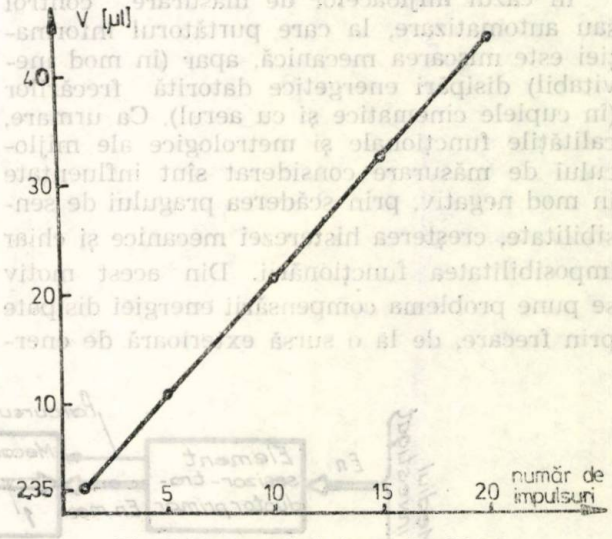


Fig. 6 Diagramă de lucru $V=V\ (n)$.

Și în cazul debitelor, eroarea este dată tot de eroarea cumulată pas cu pas a șurubului conducător pe lungimea de deplasare adică :

$$\varepsilon_{VQ} = \varepsilon_a + \varepsilon_{SQ} = \left(\frac{\Delta A_{max}}{A_{nom}} + \frac{\Delta S_Q}{S}\right) 100 \quad \%$$

unde :

$$\varepsilon_{SQ} = \frac{\Delta \alpha_p}{\alpha p} + \frac{\Delta_{pc}}{c}$$

în care :

Δ_{pc} — eroarea cumulată de pas pe lungimea de deplasare ;

c — cursa piuliței.

Din cele arătate mai sus a rezultat eroarea relativă de volum $\varepsilon_V = 4\%$ (în valoare absolută 0,094 µl pentru volumul minim dozat de 2,35 µl), respectiv eroarea relativă de debit 3,4% (în valoare absolută 383,5 µl pentru un volum total de 11280 µl). Dar trebuie subliniat că în cazul funcționării ca perfuzor, eroarea cumulată de pas la sfîrșitul cursei poate fi nulă, astfel încît, prin sortarea șuruburilor rectificate, eroarea relativă de debit scade la 0,1%, iar eroarea relativă de volum devine 0,7%.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.* : Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.

[2] *x x x* : Documentație de la firmele : L.K.B. — Suedia, Robert et Carrière — Franța, M. Braun Melsungen A.G. — R.F.G., Sage Instruments — S.U.A., VEB Carl Zeiss Jena — R.D.G., Eppendorf Gerätebau Netheler + Hinz GmbH — R.F.G., Fresenius Apparate K.G. — R.F.G.

CZ : 621-231

Cu privire la calculul compensatorului energetic mecanic al unui contor electric cu indicator de putere maximă

Dr. ing. Dan **PERJU** — Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timișoara

În cazul mijloacelor de măsurare, control sau automatizare, la care purtătorul informației este mișcarea mecanică, apar (în mod inevitabil) disipări energetice datorită frecărilor (în cuplele cinematice și cu aerul). Ca urmare, calitățile funcționale și metrologice ale mijlocului de măsurare considerat sînt influențate în mod negativ, prin scăderea pragului de sensibilitate, creșterea histerezei mecanice și chiar imposibilitatea funcționării. Din acest motiv se pune problema compensării energiei disipate prin frecare, de la o sursă exterioară de energie mecanică, prin intermediul unui compensator energetic mecanic, în schema de măsurare avînd rolul de amplificator enrgetic (fig. 1).

În cazul unui contor electric trifazat cu indicator de putere maximă, utilizat pentru aplicarea tarifării binome la marii consumatori de energie electrică, se folosesc, în general, compensatoare energetice mecanice de tip „supapă de mișcare".

În figura 2 se prezintă schema cinematică de principiu a mecanismului indicatorului de putere maximă atașat unui contor electric trifazat.

Elementul sesizor-traductor primar îl constituie contorul propriu-zis, informația, sub forma unei mișcări de rotație, fiind disponibilă la nivelul axului I al discului contorului. Sursa de energie mecanică o constituie micromotorul

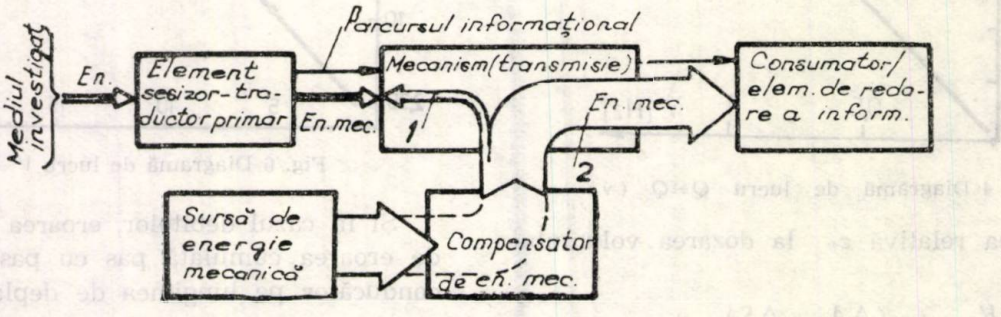


Fig. 1 Parcursul informațional și fluxul energetic la un mijloc de măsurare cu compensator energetic mecanic.

electric sincron 33, iar consumatorul este indicatorul de maxim **11.** Drept compensator energetic mecanic de tip „supapă de mișcare" se utilizează subansamblul alcătuit din discul cu

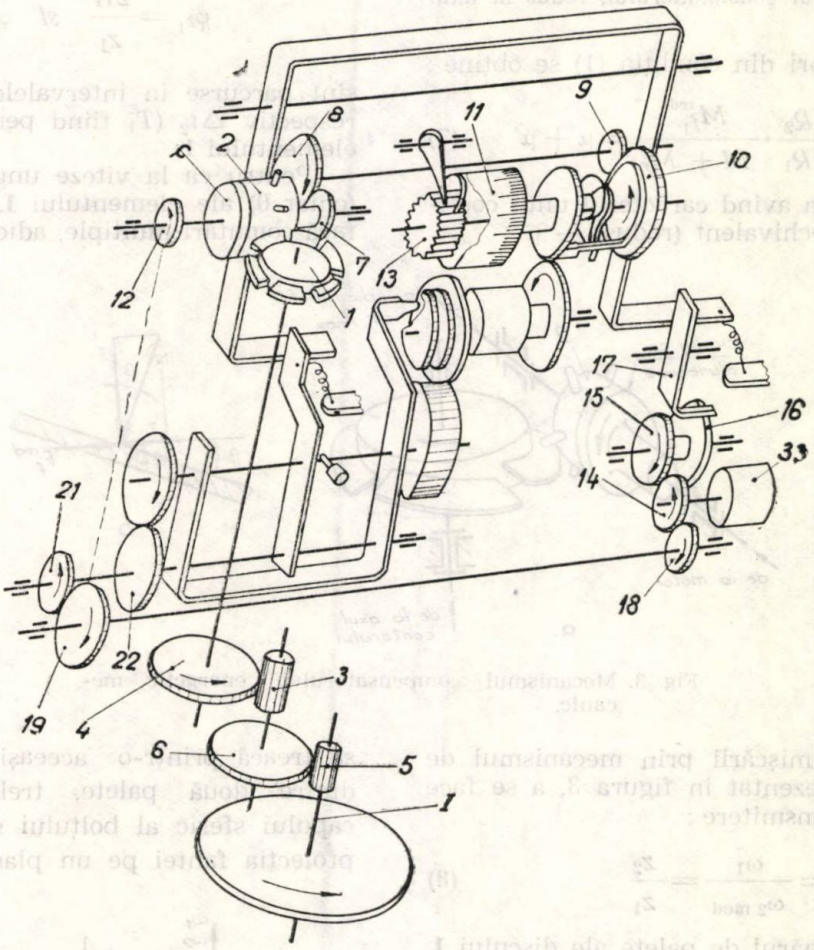


Fig. 2 Schema cinematică a mecanismului indicatorului de putere maximă.

palete **1** și tamburul cu bolțuri **2.** Energia se transmite de la motorul 33 prin mecanismul cu roți dințate **14, 18, 19, 12, 2, 8, 9** și **10** la elementul de redare a informației (consumatorul) **11,** iar informația (de natură cinematică) are parcursul : **5, 6, 3, 4, 1, 2, 7, 8, 9, 10, 11.**

Mișcarea (și energia) de la motor la consumator este admisă (comandată) prin intermediul mecanismului reprezentat în figura 3, a.

Compensarea pierderilor mecanice pe ramura de comandă (mecanismul cu roți dințate interpus între axul contorului și discul cu palete **1)** — corespunzător liniei energetice **1** din figura 1 — se realizează prin înclinarea corespunzătoare a paletelor cu un unghi ß. Valoarea acestui unghi se determină din condiția ca forța tangențială T (fig. 3, b) să echilibreze atît forța de frecare a mecanismului de comandă, redusă în punctul de contact dintre bolț și paletă $(F_{f_1}^{red})$, cît și forța de frecare ce apare în urma apăsării bolțului peste paletă, adică :

$$T = \mu N \cos\beta + F_{f_1}^{red} \tag{1}$$

unde :

$$T = F \cdot \operatorname{tg}\beta \tag{2}$$

$$N = \frac{F}{\cos\beta} \tag{3}$$

$$F_{f_1}^{red} = \frac{M_{f_1}^{red}}{R_1} \tag{4}$$

$$F = \frac{M_c}{R} \tag{5}$$

în care :

R_1 și R_2 sînt distanțele de la punctul de contact la axele **1** respectiv **2** ;

$M_{f_1}^{red}$ — momentul de frecare redus, la axul discului 1, al mecanismului interpus între acesta și axul contorului.

M_c — momentul comutabil al cuplajului cu alunecare care se determină cu relația :

$$M_c = M + M_r \tag{6}$$

M fiind momentul de accelerare necesar, iar M_r = momentul rezistent al consumatorului, redus la axul tamburului **2**.

Cu aceste valori din condiția (1) se obține :

$$\operatorname{tg}\beta = \mu + \frac{R_2}{R_1} \cdot \frac{M_{f_1}^{red}}{M + M_r} = \mu + \mu' \tag{7}$$

termenul al doilea avînd caracterul unui coeficient de frecare echivalent (redus) — μ'.

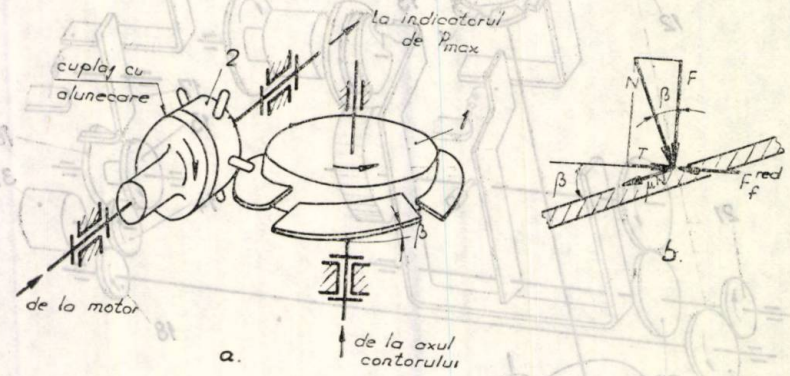


Fig. 3. Mecanismul compensatorului energetic mecanic.

Transmiterea mișcării prin mecanismul de regularizare reprezentat în figura 3, a se face cu raportul de transmitere :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_{2\,med}} = \frac{z_2}{z_1} \tag{8}$$

z_1 și z_2 fiind numărul de palete ale discului **1**, respectiv numărul de bolțuri de pe tamburul comandat **2**.

Viteza unghiulară a elementului de comandă **1** este variabilă — $\omega_1 \in (\omega_{1\,min}, \omega_{1\,max})$ — cu consumul indicat de contor ($\omega_{1\,min} = 0$) la debranșarea consumatorului electric).

Ecuația de mișcare a porțiunii de mecanism de la tamburul cu bolțuri **2** la elementul condus **11** se poate scrie sub forma :

$$J\frac{d\omega_2}{dt} = M_c - M_r = M \tag{9}$$

în care J este momentul de inerție masic al porțiunii respective de mecanism, redus la axul **2**. Considerînd momentul de accelerare M constant, din ecuația (9) rezultă :

$$\omega_2 = \frac{M}{J}t \tag{10}$$

respectiv :

$$\varphi_2 = \frac{1}{2}\frac{M}{J}t^2 \tag{11}$$

adică viteza unghiulară la elementul de ieșire **2** are o variație lineară, iar unghiul φ_2 o variație parabolică în timp (fig. 4).

Unghiul de divizare

$$\varphi_{z_1} = \frac{2\Pi}{z_1} \quad \text{și} \quad \varphi_{z_2} = \frac{2\Pi}{z_2} \tag{12}$$

sînt parcurse în intervalele temporale : T_1/z_1, respectiv Δt_2 (T_1 fiind perioada de rotație a elementului **1**).

Pentru ca la viteze unghiulare foarte mici (chiar 0) ale elementului **1**, elementul **2** să nu facă comutări multiple, adică mai multe bolțuri să treacă printr-o aceeași fantă (interstițiu) dintre două palete, trebuie ca diametrul capului sferic al bolțului să fie mai mare ca proiecția fantei pe un plan perpendicular la

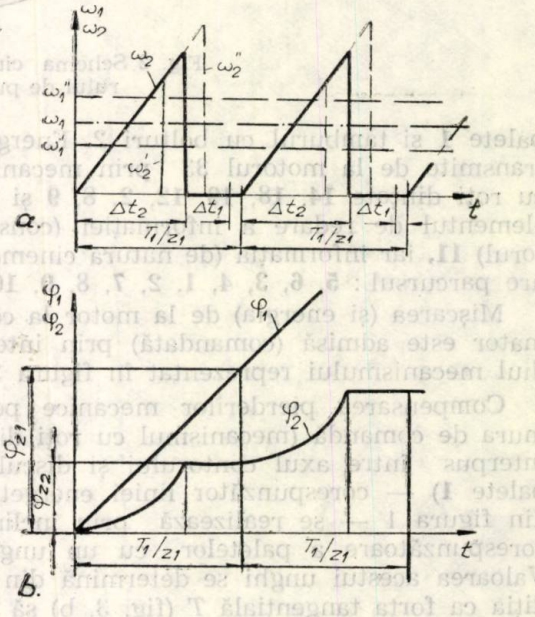


Fig. 4. Variația în timp a vitezelor unghiulare (a) și a unghiurilor de poziție (b) a elementului de comandă (1) și a elementului comandat (2) de la compensatorul energetic mecanic.

direcția de deplasare a acestuia. Considerînd axele **1** și **2** perpendiculare, acest plan este planul normal la axa **1**.

Desfășurînd cilindrul de rază egală cu cea a punctului de contant (R_1) se obține configurația din figura 5 a, în care s-a pus condiția ca normala în punctul corespunzător de pe bordul de fugă al unei palete să coincidă cu cea de pe bordul de atac al paletei următoare.

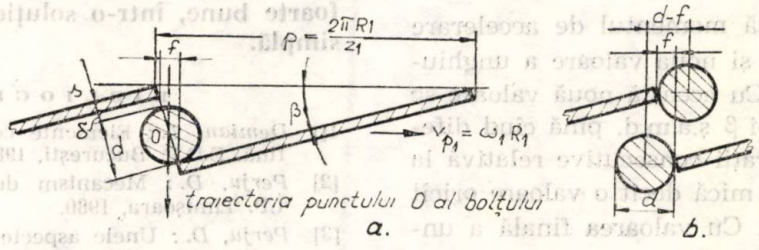


Fig. 5. a — Secțiune cilindrică desfășurată a paletajului.
b — Pozițiile limită ale bolțului în raport cu paleta.

Deschiderea pe această direcție între palete trebuie să fie mai mare ca diametrul d al capului sferic al bolțului cu un joc δ.

În acest caz proiecția f a fantei dintre palete este :

$$f = (d + \delta) \sin \beta < d \qquad (13)$$

Pentru ca la viteza unghiulară cea mai mare a discului **1** ($\omega_{1\,max}$) să se asigure comutarea pas cu pas conform relației (8), adică după ce un bolț a părăsit o paletă următorul bolț să mai întîlnească paleta următoare, trebuie satisfăcută condiția :

$$\Delta t_2 < \left(\frac{T_1}{z_1} - \Delta t_1\right)_{min} \qquad (14)$$

în care Δt_1 este timpul corespunzător dintre momentul părăsirii unei palete de către un bolț și angajarea la limită pe paleta următoare a bolțului următor conform figurii 5 b.

Admițînd $\delta = 0$ în relația (13), se obține :

$$(\Delta t_1)_{min} = \frac{d - f}{R_1 \omega_{1\,max}} = \frac{d\,(1 - \sin \beta)}{R_1 \omega_{1\,max}} \qquad (15)$$

iar :

$$\left(\frac{T_1}{z_1}\right)_{min} = \frac{2\pi}{z_1 \omega_{1\,max}}$$

Intervalul de timp Δt_2, în care tamburul cu bolțuri execută un pas unghiular $\varphi_{z_2} = \frac{2\Pi}{z_2}$, se determină din relația (11) obținîndu-se :

$$\Delta t_2 = \sqrt{\frac{2J}{M} \varphi_{z_2}} = 2\sqrt{\frac{\Pi J}{M z_2}} = 2\sqrt{\frac{\Pi J}{M t z_1}} \qquad (16)$$

Cu aceste valori, condiția (14) devine :

$$\frac{J}{tM} < \frac{\Pi}{z_1 \omega_{1\,max}^2}\left[1 - \frac{2d(1 - \sin \beta)}{p} + \frac{d^2(1 - \sin \beta)^2}{p^2}\right] \qquad (17)$$

în care :

$$p = \frac{2\Pi R_1}{z_1} \qquad (18)$$

este pasul de divizare al discului cu palete.

Neglijînd ultimul termen din paranteza patrată a relației (17), ca fiind mult mai mic ca ceilalți (întărind prin aceasta inegalitatea), se obține :

$$M = \varepsilon \frac{z_1 R_1 J \omega_{1\,max}^2}{t[\Pi R_1 - d z_1 (1 - \sin \beta)]} \qquad (19)$$

În care $\varepsilon > 1$ are caracterul unui „coeficient de acoperire dinamică" (energetică).

Numărul de palete z_1 montate cu înclinația β dată de relația (7) rezultă din condiția (fig 5) :

$$(d + s) < p \sin \beta = \frac{2R_1}{z_1} \sin \beta \qquad (20)$$

Întrucît unghiul β depinde la rîndul său de numărul de palete z_1, prin intermediul momentului de accelerare M dat de relația (19), care la rîndul său depinde de parametrul β, se va face un calcul simplificat, după care se vor definitiva valorile prin calcul iterativ. În această situație se admit parametrii dimensionali s (grosimea paletei), d și R_1 și se face aproximația $\sin \beta \simeq \operatorname{tg} \beta = \mu + \mu'$. Acceptînd pentru început $\mu = \mu'$, din relația (20) rezultă :

$$z_1 < \frac{2\Pi R_1}{d + s} \cdot 2\mu \qquad (21)$$

Cunoscînd pe z_1 și prima aproximație a unghiului β, se determină momentul de accelerare M cu relația (19) apoi momentul comutabil M_c (6) cu care se face calculul de verificare la solicitările care apar (încovoiere, contact, forfecare) la bolțuri și palete. Dacă aces-

tea s-au verificat, se trece la calculul interativ al momentului de accelerare M și al unghiului de înclinare al paletelor β.

Se determină unghiul β din relația (fig. 5) :

$$\beta = \arcsin \frac{d+s+\delta}{2\Pi R_1} z_1, \qquad (22)$$

cu care se calculează momentul de accelerare M — relația (19) — și noua valoare a unghiului β cu relația (7). Cu această nouă valoare se recalculează M, apoi β ș.a.m.d. pînă cînd diferența între două iterații consecutive relativă la M sau β devine mai mică decît o valoare oricît de mică prestabilită. Cu valoarea finală a unghiului β se verifică condiția :

$$z_1 < \frac{2\Pi R_1}{d+s+\delta} \sin\beta \qquad (23)$$

care, dacă este satisfăcută, calculul este încheiat ; în caz contrar se reia cu o valoare mai mică a lui z_1.

Compensarea disipărilor eneregtice, ca în cazul prezentat mai sus, conduce la ridicarea performanțelor funcționale și metrologice ale mijloacelor de măsurare la care purtătorul informației este mișcarea mecanică, cu rezultate foarte bune, într-o soluție constructivă relativ simplă.

BIBLIOGRAFIE

1[] *Demian, T.* : Elemente constructive de mecanică fină. E.D.P. București, 1980.

[2] *Perju, D.* : Mecanism de mecanică fină. Lito I.P. Timișoara, 1980.

[3] *Perju, D.* : Unele aspecte energetice privind mecanismele mijloacelor de măsurare. În lucrările Conferinței I-a de mecanică fină — COMEFIN 1 — București 1982 — vol. I.

[4] *Richter, O., Voss, R., Kozer, F.* : Elemente constructive de mecanică fină. E.T. București, 1961.

CZ : 681

Perforator de bandă standard de mică viteză

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, șef lucr. ing. Eugen **GRECU**, șef lucr. ing. Sorin **KOSTRAKIEVICI** — Institutul politehnic București

Introducere

Sistemele de calcul utilizează, pentru introducerea sau stocarea informațiilor, diferite echipamente auxiliare printru care și perforatoarele de bandă. Aceleași echipamente se utilizează în prezent pentru transpunerea datelor necesare realizării unor comenzi la diferite instalații, caz în care perforatorul de bandă lucrează în sistem „off-line". În această situație, perforatorul de bandă nu necesită o frecvență mare de înregistrare a datelor, frecvența de perforare fiind de pînă la 30 caractere/sec. Perforatoarele de bandă cu viteză de perforare mică se folosesc și ca echipamente de intrare-ieșire la sistemele de calcul, de facturat și contabilizat.

Descriere și funcționare

Perforatorul de bandă, proiectat și realizat ca model experimental în cadrul catedrei de mecanică fină, are în componența sa următoarele subansamble principale (fig. 1) :

— mecanismul de perforare propriu-zis ;

— mecanismul de avans secvențial al benzii de hîrtie ;

— subansamblul de antrenare al blocului de perforare și al mecanismului de avans al benzii ;

— subansamblul de derulare și ghidare a benzii perforate.

Perforatorul realizat a fost obiectul unui contract de cercetare al catedrei, prin tema de proiectare nefiind impus un sistem de verificare al bitului.

Perforatorul funcționează astfel : la inițierea unei comenzi de perforare, electromagnetul ambreiajului rapid comandă cuplarea acestuia și permite transmiterea mișcării de la motor

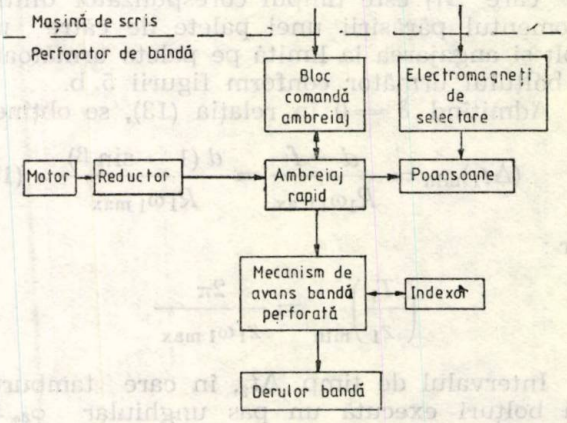


Fig. 1 Schema bloc a perforatorului realizat.

(a cărui funcționare este continuă) la arborele principal al perforatorului. Pe acesta se găsesc camele de perforare și de avans al benzii standard de hîrtie.

În mecanismul de perforare propriu-zis (fig. 2), selectarea poansoanelor pentru perforare se realizează prin opt electromagneți **6**, care prin armăturile **5** și pîrghiile **2** interpun piesele profilate **3** între cama de perforare **1**, cu profil sinusoidal, și poansoanele **4**.

Perforarea se realizează prin cama **1**, aceeași pentru toate poansoanele.. Armăturile sînt suport, articulată, avînd în același timp rol de mîner pentru transportul întregului perforator, prevăzut a fi portabil.

Toate mecanismele primesc mișcarea de la cuplajul rapid, „cu seceră" (fig. 4), care funcționează astfel : la comanda de perforare, electromagnetul **1** (fig. 4. a) atrage armătura **2** care blochează în poziție inițială pîrghia-seceră **3**

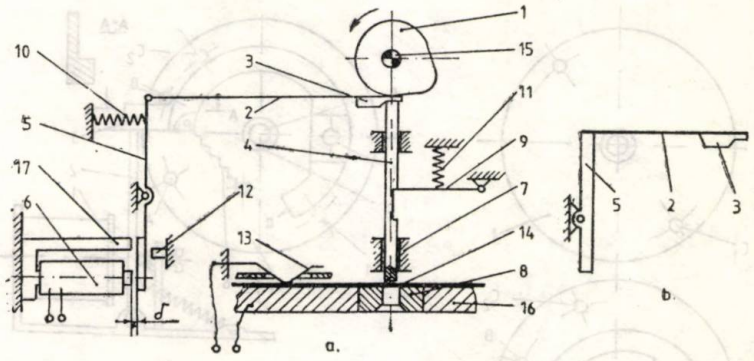


Fig. 2 Schema cinematică a mecanismului de perforare propriu-zis.

readuse în poziția inițială prin arcurile **10**, iar poansoanele prin placa extractoare **9**, (aceeași pentru toate poansoanele) acționată de arcurile **11**. Poansoanele sînt ghidate de piesa profilată, **7,** față de care este poziționată precis matrița 8. Banda perforată **14** este orientată față de poansoane prin ghidajul **16** (care poate fi reglat pentru banda standard de **5** perforații). Frînarea benzii și sesizarea sfîrșitului de bandă se realizează prin arcul lamelar preformat **13.** Pentru reglarea inițială a întrefierului s-a utilizat limitatorul reglabil **12.** Perforația necesară pentru avansul benzii se realizează automat ; piesa **3** corespunzătoare poansonului de executare a perforației de avans nu este profilată și se află permanent sub cama de perforare **1** antrenată de arborele principal **15.**

Banda perforată este antrenată prin camă cu profil sinusoidal **1** (fig. 3), care este solidară cu arborele principal **8.** Aceasta antrenează pîrghia tachet **3** și clichetul **4**, menținut pe roata de clichet **5** prin arcul **9.** Contactul permanent camă — tachet se realizează prin arcul **7.** Banda este antrenată de tamburul cu știfturi **6,** fixat pe același arbore cu roata de clichet. Contactul benzii de hîrtie cu tamburul cu știfturi este asigurat prin presorul **10.**

Obținerea precisă a avansului benzii, cu un pas de 2,54 mm, este asigurată de un mecanism de indexare. Acesta se compune dintr-o roată cu dantură triunghiulară (nefigurată în desen), fixată pe arborele **11** al tamburului cu știfturi (fig. 3), între dinții căreia este presată o rolă care se găsește la capătul unei pîrghii oscilante. Contactul pîrghiei oscilante cu roata indexoare este asigurat printr-un arc elicoidal. Rola debitoare de bandă s-a fixat pe o pîrghie (articulată față de semicuplajul **I** prin știftul 4). Semicuplajul **II** este fixat pe arborele cu came **5** al perforatorului (pe care se află și cama de perforare). La deblocarea pîrghiei-seceră, aceasta este trasă de arcul **6** pînă la contactul cu știftul **A** (fig. 4, b). În acest fel. știftul C_1 (C_2) de pe semicuplajul **I**, fixat pe arborele de ieșire al reductorului melcat, lovește suprafața *a* a secerii. Se transmite astfel mișcarea de la semicuplajul **1** (prin știfturile C_1 sau C_2) la seceră, iar de la aceasta prin știftul **A** la semicuplajul **II.**

În absența comenzii de perforare (deci pentru poziția de repaus a arborelui cu came), armătura **2** nu este atrasă de electromagnetul **1** (fig. 4, a), blocînd secera. Semicuplajul condus **II** se rotește puțin datorită inerției, pînă cînd secera atinge știftul **B,** moment în care

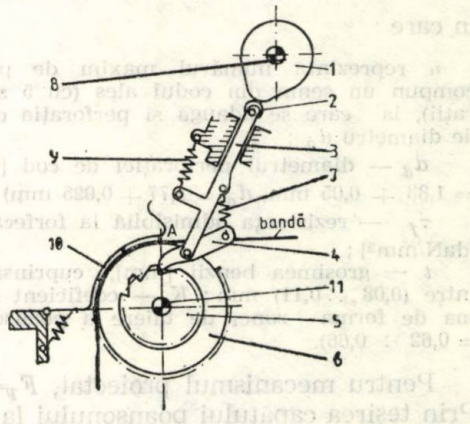


Fig. 3 Schema cinematică a mecanismului de avans al benzii.

semicuplajul se oprește (nu există contact între știfturile C_1 sau C_2 și suprafața a a secerii). Semicuplajul **II** se rotește în continuare fără ca știfturile C_1 sau C_2 să lovească secera.

Pentru o bună poziționare a semicuplajelor în timpul funcționării, în bucșa **7**, confecționată din poliamidă (rigidizată pe arborele semicuplajului **II**), se găsește alezajul de diametru $d_1 = (d_2 + 0{,}3)$ mm în care se rotește arborele semicuplajului **I**. Cînd arborele condus este oprit, momentul de frecare care apare în această bucșă este mult mai mic decît momentul de blocare produs de armătura electromagnetului.

evita propagarea oscilațiilor introduse după ștanțare în zona marginală a caracterului ștanțat, poansonul mai execută o cursă de 1,2 mm în matrița inferioară, astfel încît el va avea rolul unui amortizor ce absoarbe energia de oscilație a marginilor conturului ștanțat. În acest fel se realizează și o calibrare a perforației realizate.

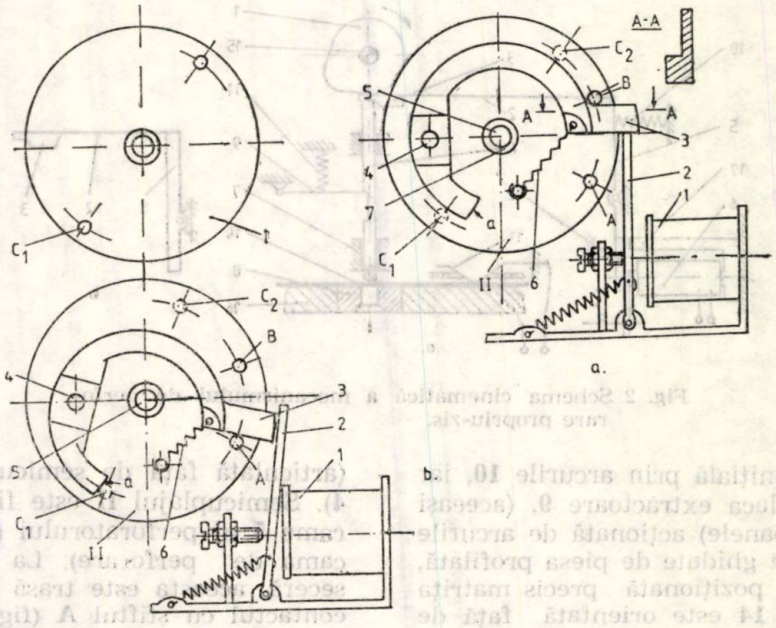


Fig. 4 Cuplajul rapid, de tip „seceră"

Elemente de calcul

Forța F_p necesară perforării unui semn este dată de relația :

$$F_p = n\pi d_d K \tau_f t, \quad [\text{daN}] \qquad (1)$$

în care :

n reprezintă numărul maxim de perforații ce compun un semn din codul ales (cu 5 sau 7 perforații), la care se adaugă și perforația de antrenare de diametru d_a ;

d_d — diametrul perforației de cod [mm], ($d_d = 1{,}83 + 0{,}05$ mm, $d_a = 1{,}77 + 0{,}025$ mm) ;

τ_f — rezistența admisibilă la forfecare a benzii [daN/mm²] ;

t — grosimea benzii [mm], cuprinsă, deobicei, între (0,08 . . . 0,11) mm ; K — coeficient ce ține seama de forma zonei de tăiere a poansonului ($K = 0{,}62 \div 0{,}66$).

Pentru mecanismul proiectat, $F_p = 5{,}6$ daN. Prin teșirea capătului poansonului la 10^0 se asigură învingerea treptată a rigidității benzii pe parcursul decupării perforației. Pentru a se

Cama de perforare are un profil sinusoidal, pentru a nu produce accelerații mari la tachet (poanson), generatoare de șocuri, astfel încît legile de deplasare a poansonului în raport de unghiul de rotire φ al camei sînt :

$$\begin{cases} s = h\left(\dfrac{\varphi}{\varphi_1} - \dfrac{1}{2\pi}\sin\dfrac{2\pi}{\varphi_1}\varphi\right), \\ \dfrac{v}{\omega} = \dfrac{h}{\varphi_1}\left(1 - \cos\dfrac{2\pi}{\varphi_1}\varphi\right), \\ \dfrac{a}{\omega^2} = \dfrac{h}{\varphi_1^2}\cdot 2\pi \sin\dfrac{2\pi}{\varphi_1}\varphi, \end{cases} \qquad (2)$$

unde :

φ_1 reprezintă unghiul de ridicare al poansonului $\varphi_1 = 90^0$, ; h — cursa poansonului ($h = 1{,}6$ mm).

Momentul necesar la arborele motor pentru antrenarea mecanismului de perforare s-a deteminat pentru :

a) faza de demarare, cînd motorul acționează cuplajul, arborele de legătură și cama de perforare, cu relația :

$$M_{md}^{p} = i_{rm} + i_c + i_{cr})\varepsilon + M_f, \qquad (3)$$

unde :

i_{rm} reprezintă momentul de inerţie al rotorului motorului ;

i_c — momentul de inerţie al camelor de perforare şi avans bandă, precum şi arborele camei ;

i_{cr} — momentul de inerţie al cuplajului rapid (toate fiind reduse a arborele motorului) ;

ε — acceleraţia unghiulară, $\varepsilon = \frac{\omega_{mr}^2}{\varphi_d}$; ω_{mr} — viteza unghiulară de regim ; φ_d — unghiul de demarare ($\varphi_d = 12^0$) ;

M_f — momentul de frecare (din lagăre, dintre piesele profilate 3 şi camă, etc.).

b) faza de lucru, cînd intervin forţele de rezistenţă tehnologică, de frecare, de inerţie, etc. În acest caz s-a calculat forţa F_{rr} redusă la axa poansonului :

$F_{rr} = F_p + F_{ii} + F_{rf} + F_{ra}$, şi cu ea, momentul motor redus

$$M_{mr}^p = \frac{F_{rr} \cdot v_p}{mr}, \qquad (4)$$

unde :

F_p este forţa de perforare, calculată cu relaţia (1) ;

$F_{ii} = m_r \cdot a_i$, suma forţelor de inerţie a elementelor mecanismului de perforare, reduse la un punct de pe axa poansonului (m_r — masa redusă a elementelor mecanismului, a_i — acceleraţia acestor elemente) ;

F_{rf} — forţa de frecare redusă dintre piesele profilate 3 şi camă ;

F_{ra} — forţa redusă din arcul lamelar al cuplajului ;

v_p — viteza poansonului, calculată cu relaţia (2).

Momentul motor din situaţia **a)** a rezultat de aproape trei ori mai mare decît cel necesar din cazul **b)** — şi determinat din diagrama $M_{mr} = M_{mr}(\varphi)$ — el avînd valoarea de 0,01 Nm.

În calculul mecanismului de avans, pentru care s-a ales soluţia de antrenare prin camă, s-a impus tot legea sinusoidală ca lege de variaţie a vitezei benzii în timpul realizării pasului de 2,54 mm.

Conform notaţiilor din figura 3 s-a calculat masa redusă m_{ra} a mecanismului de avans în punctul **A** de contact între bandă şi tamburul cu ştifturi :

$$m_{ra} = m_b + (i_5 + i_6 + i_{11})\frac{\omega_{11}^2}{v_b^2} + \left[I_4 \left(\frac{\omega_4}{v_b} \right)^2 + \right. \qquad (5)$$

$$\left. + m_4 \left(\frac{v_4}{v_B} \right)^2 \right] + m_3 \left(\frac{v_3}{v_B} \right)^2 + (i_1 + i_8) \left(\frac{\omega_{mr}}{v_B} \right)^2$$

în care :

m_b — masa benzii perforate antrenată (porţiunea cuprinsă între tambur şi prima buclă tampon) ;

I_i — momentele de inerţie ale elementelor i ;

v_b — viteza benzii ;

v_i, ω_i — vitezele liniare (unghiulare, ale elementelor componente.

Rapoartele de viteze se determină ţinînd seama de geometria mecanismului, prin rapoartele de transmitere.

Forţele din arcurile 7, 9 şi de la mecanismul de indexare se reduc şi ele la punctul **A**, luînd însă în considerare o săgeată de pretensionare iniţială.

Din compunerea forţelor de inerţie, din arcuri, de întindere a benzii (care este constantă) şi a forţelor de frecare, prin diagramele lor de variaţii în raport cu deplasarea benzii, rezultă forţa motoare redusă F_{mra} necesară antrenării mecanismului de avans.

Cu aceasta, momentul motor respectiv este :

$$M_{mr}^a = F_{mra}\left(\frac{V_b}{\omega_{mr}} \right), \qquad (6)$$

unde $\left(\frac{V_b}{\omega_{mr}} \right)$ este variabil în raport cu unghiul φ şi se calculează din relaţiile (2).

Compunînd, pe parcursul unui ciclu, momentele M_{mr}^p, M_{mr}^a cu momentele motoare necesare acţionării altor mecanisme (de readucere în poziţie iniţială a poansoanelor, de închidere a unor contacte, de acţionare a contactelor de paritate a bitului, etc.) va rezulta diagrama de variaţie a momentului motor necesar la motorul de antrenare. Cu ajutorul acesteia s-a determinat un moment mediu de 0,035 Nm şi s-a ales un motor de aproximativ 0,065 Nm.

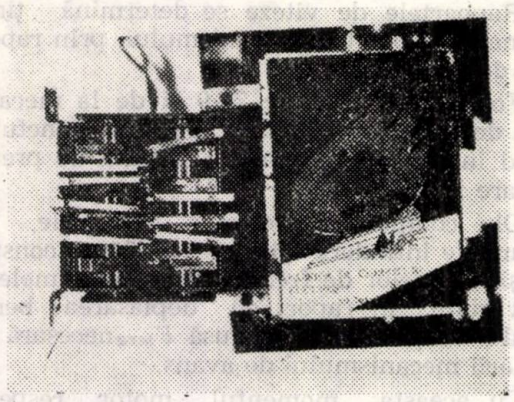
Utilizînd metoda drumurilor inverse s-a regăsit în mod aproximativ legea de variaţie a vitezei pe parcursul unui pas, impusă iniţial.

Particularităţi constructive

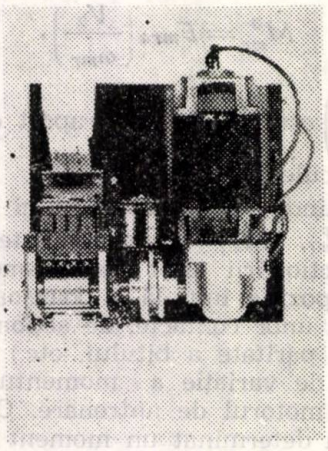
Una din condiţiile impuse de beneficiar fiind gabaritul redus al ansamblului, s-a urmărit miniaturizarea elementelor componente. Din acest punct de vedere s-a acţionat în primul rînd asupra blocului de perforare propriu-zis; mecanismul de selectare a poansoanelor reprezintă o soluţie originală.

Într-o primă variantă de execuţie, asamblarea pîrghiei profilate **3** (fig. 2, b) cu armătura oscilantă **5** s-a realizat printr-un arc lamelar 2 (sau sub formă de sîrmă) sudat la ambele capete de cele două piese. Acest element elastic oferă avantajul eliminării unei cuple cinematice de rotaţie. După încercarea mai multor moduri de fixare, printre care şi sudura cu fascicul laser, datorită rezistenţei reduse a asamblărilor, din cauza dimensiunilor mici,

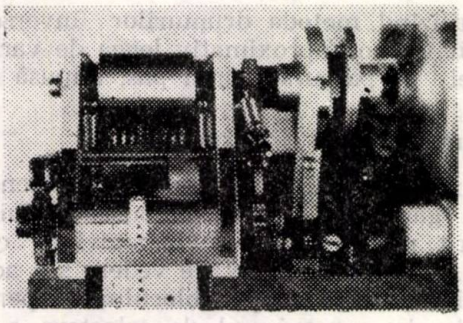
s-a renunțat la această variantă. La construcția finală piesa profilată **3** (fig. 2, a) s-a executat din același material cu pîrghia **2**.



a mecanismul de perforare



b vedere de sus a perforatorului



c vedere din față

Fig. 5 Perforatorul realizat

Gabaritul mecanismului de selectare este impus de mărimea electromagneților. Deoarece cîmpul magneților. Deoarece cîmpul magnetic oferit de aceștia era redus, a fost necesară utilizarea unor miezuri profilate **17** (fig. 2) confecționate din fier fără remanență. Obținerea unui sistem mai compact și asigurarea plasării armăturilor **5** (fig. 2) la distanțele impuse de spațiul dintre piste s-au concretizat prin plasarea simetrică a electromagneților de selectare față de planul pîrghiilor **2**.

Deoarece perforatorul urma să funcționeze în condiții speciale, motorul de antrenare nu trebuie să producă paraziți radio. Motorul ales, tip EMC 1, cu rotorul în scurtcircuit, îndeplinea aceste condiții.

Perforatorul poate fi prevăzut cu bloc electro-mecanic de citire a parității bitului, prin perii, și așezat după matriță în sensul de deplasare a benzii perforate. De asemenea, perforatorul nu a necesitat o rolă receptoare de bandă, funcționînd cu bucle de bandă de maximum 2,5 m.

Toate elementele componente au fost proiectate și realizate din materiale indigene. În același timp materialele prevăzute pentru construcție au avut stabilitate termică și la umiditate pînă la 98%.

Concluzii

Performanțele funcționale realizate cu modelul (fig. 5) prezentat sînt:

— frecvența de perforare: 24 caractere/sec.;

— timp de start: 700 μs;

— motor de curent alternativ 220 V, 50 Hz, $M_{max} = 0{,}065$ Nm, $n = 2825$ rot/min., $P = 26$ W;

— diametrul găurilor: $1{,}83 \pm 0{,}05$ mm;

— numărul perforațiilor: 8(5);

— dimensiuni de gabarit (fără derulor): 175x x160x90 mm (fig. 5);

— masa: 2,8 Kg.

Prin soluțiile adoptate nu sînt necesare operații de întreținere costisitoare, iar depanarea este ușoară, accesul la subansamblele componente fiind comod.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr. și colectiv* — Calculul și construcția elementelor de mecanică fină, București, Editura didactică și pedagogică, 1972.

[2] *Demian, Tr., Tudor, D., Grecu, E.*: Mecanisme de mecanică fină, București, Editura didactică și pedagogică, 1982.

[3] STAS 8590-70 — Analiza, prelucrarea, transmiterea informațiilor și utilajului respectiv.

[4] STAS 7430-77 — Benzi perforate din hîrtie pentru schimbul de informații. Condiții tehnice de calitate.

[5] *Prospecte ale firmelor*: Philips, Olivetti, Mera, Robotron, Tally, Facit, Univac, ICL, Honeywell-Bull, IBM, Juki, Olympia, Aritma.

CZ : 621-233
621.822

Asupra capacității de încărcare și a momentului de frecare în lagărele autoportante cu suprafețe sferice lubrificate cu ferofluide

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN** – Institutul politehnic București
Ing. Nicușor **LAMBRACHE** – Întreprinderea Optica Română

În cazul lubrificației cu ferofluide, capacitatea de încărcare și momentul de frecare în lagărele autoportante cu suprafețe sferice depind de proprietățile magnetice ale ferolubrifiantului.

Se consideră cazul general, în care fusul și cuzinetul au vitezele unghiulare arbitrar alese Ω_1 și Ω_2 (fig. 1). Se aleg axele de coordonate astfel ca linia centrelor să coincidă cu axa

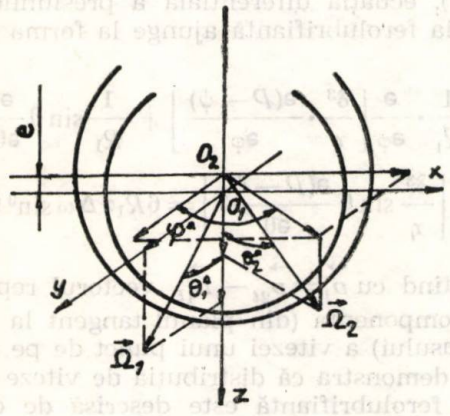


Fig. 1 Lagăr sferic — notații.

O_1z, iar axa O_1y se alege normală pe O_1z și conținută în planul $O_1z\Omega_1$. Vectorul Ω_1 va avea componentele $\Omega_1 \sin\theta_1^*$ și $\Omega_1 \cos\theta_1^*$ după axele O_1y și O_1z, iar Ω_2 va avea componentele $\Omega_2 \sin\theta_2^* \sin\varphi^*$ pe O_1x, $\Omega_2 \sin\theta_2^* \cos\varphi^*$ pe O_1y și $\Omega_2 \cos\theta_2^*$ pe O_1z.

Într-un punct $\mathbf{P}_1$ arbitrar ales pe fus, $r = R_1$ (fig. 2) și vitezele se pot stabili descompunîndu-se rotația $\Omega_1 \sin\theta_1^*$ în componentele : $\Omega_1 \sin\theta_1^* \cos\varphi$, conținînd în planul O_1P_1z și $\Omega_1 \sin\theta_1^* \sin\varphi$, normală la planul O_1P_1z. Se obțin componentele vitezei $\vec{v}_1$ a punctului $\mathbf{P}_1$:

$$\begin{aligned} v_{1\varphi} &= -R_1\Omega_1(\sin\theta_1^*\cos\varphi\cos\theta - \cos\theta_1^*\sin\theta) \\ v_{1\theta} &= -R_1\Omega_2 \sin\theta_1^* \sin\varphi \qquad (1), \\ v_{1r} &= 0 \end{aligned}$$

cu $v_{1\varphi}$ normală la planul O_1P_1z și $v_{1\theta}$ normală la R_1 și conținută în planul O_1P_1z.

Într-un punct $\mathbf{P}_2$ arbitrar ales pe cuzinet, $r = R_2$ și vitezele pot fi deduse observînd că ele sînt tangente la sfera cuzinet, care se rotește în jurul unei axe ce trece prin centrul $\mathbf{O}_2$ (fig. 3). Rotația Ω_2 are o componentă $\Omega_2 \cos\theta_2^*$ pe axa O_1z, o componentă $\Omega_2 \sin\theta_2^* \cos(\varphi - \varphi^*)$ în planul care face unghiul φ cu planul O_1yz și o componentă $\Omega_2 \sin\theta_2^* \sin(\varphi - \varphi^*)$ normală la planul O_1yz. Una dintre componen-

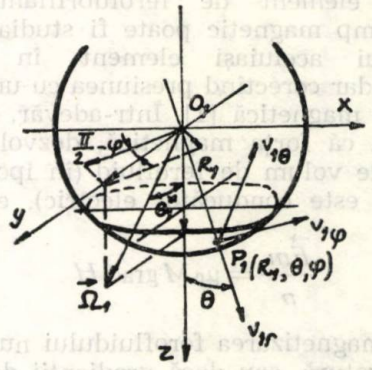


Fig. 2 Fusul lagărului cu suprafețe sferice.

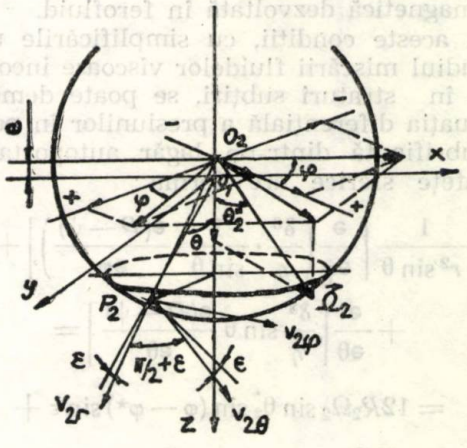


Fig. 3 Cuzinetul lagărului cu suprafețe sferice.

tele vitezei punctului $\mathbf{P}_2$ este situată în planul O_1P_2z, este normală pe R_2 și face unghiul ε cu raza vectoare :

$$\sin\varepsilon = \frac{e}{R_2}\cdot\sin\theta \tag{2}$$

În aceste condiții componentele vitezei $\vec{v}_2$ în $\mathbf{P}_2$ sînt :

$$v_{2\varphi} = -R_2\Omega_2[\sin\theta_2^{\cdot}\cos(\varphi-\varphi^{\star})\cos(\theta+\varepsilon) - \cos\theta_2^{\cdot}\sin(\theta+\varepsilon)] \tag{3}$$

$$v_{2\theta} = -R_2\Omega_2\sin\theta_2^{\cdot}\sin(\varphi-\varphi^{\star})\cos\varepsilon$$

$$v_{2r} = R_2\Omega_2\sin\theta_2^{\cdot}\sin(\varphi-\varphi^{\star})\sin\varepsilon$$

În cele precedente, punctele $\mathbf{O}_1$ și $\mathbf{O}_2$ au fost considerate fixe, ceea ce corespunde majorității cazurilor practice.

În cazul lubrificației cu ferofluide, echilibrul unui element de ferolubrifiant plasat într-un cîmp magnetic poate fi studiat analog echilibrului aceluiași element în absența cîmpului, dar corectînd presiunea cu un termen de natură magnetică [1]. Într-adevăr, se poate demonstra că forța magnetică, dezvoltată pe unitatea de volum de ferofluid (în ipoteza că acesta nu este conducător electric), este :

$$\frac{\vec{F}m}{v} = \mu_0 M\,\mathrm{grad}\,H \tag{4}$$

Dacă magnetizarea ferofluidului nu depinde de temperatură, sau dacă gradienții de temperatură și de cîmp magnetic sînt paraleli, există un potențial scalar ψ astfel ca :

$$\mu_0 M\,\mathrm{grad}\,H = \mathrm{grad}\,\psi \tag{5}$$

Potențialul scalar ψ are aceeași valoare pe orice direcție și poate fi interpretat ca o presiune magnetică dezvoltată în ferofluid.

În aceste condiții, cu simplificările uzuale în studiul mișcării fluidelor vîscoase incompresibile în straturi subțiri, se poate demonstra că ecuația diferențială a presiunilor în pelicula ferolubrifiantă dintr-un lagăr autoportant cu suprafețe sferice are forma :

$$\frac{1}{r^2\sin\theta}\left[\frac{\partial}{\partial\varphi}\left(\frac{\delta^3}{\eta}\cdot\frac{1}{\sin\theta}\cdot\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\varphi}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial\theta}\left[\frac{\delta^3}{\eta}\sin\theta\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\theta}\right] = 12R_2\Omega_2\sin\theta_2^{\cdot}\sin(\varphi-\varphi^{\star})\sin\varepsilon + 6\frac{R_1}{r}\alpha\Delta\Omega_1\sin\theta_1^{\cdot}\sin\varphi\sin\theta - 6\frac{Re}{r}\alpha\Delta\Omega_2\sin\theta_2^{\cdot}\sin(\varphi-\varphi^{\star})\sin\theta\cos\varepsilon + 12\frac{1+\alpha\cos\theta}{\sin\theta}\Delta\Omega_2\sin\theta^{\star}\sin(\varphi-\varphi^{\star})\cdot\left[\cos(\theta+\varepsilon) - \cos\theta\left(\cos\varepsilon - \frac{e}{R_2}\,\mathrm{tg}\,\varepsilon\sin\theta\right)\right] \tag{6}$$

În relația (6), δ este grosimea peliculei ferolubrifiante în punctul $\mathbf{P}_1$ de pe suprafața fusului :

$$\delta = R_2 - R_1 + e\cos\theta = \Delta(1+\alpha\cos\theta) \tag{7}$$

în care $\Delta = R_2 - R_1$ și $\alpha = e/\Delta$ (excentricitatea relativă).

Ecuația diferențială a presiunilor se simplifică considerabil în cazurile practice, pentru care se poate considera că $\varepsilon = 0$ și $r \approx R_1 \approx R_2$:

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{\delta^3}{\eta}\cdot\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\varphi}\right] + \sin\theta\cdot\frac{\partial}{\partial\theta}\left[\frac{\delta^3}{\eta}\cdot\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\theta}\right] = 6R_1^2\alpha\Delta[(\Omega_1\sin\theta_1^{\cdot} + \Omega\sin\theta_2^{\cdot}\cos\varphi^{\star})\sin\varphi - \Omega_2\sin\theta_2^{\cdot}\sin\varphi^{\star}\cos\varphi]\sin^3\theta \tag{8}$$

Considerînd cuzinetul fix și fusul în rotație cu viteza unghiulară ω în jurul axei O_1y (fig. z), ecuația diferențială a presiunilor în pelicula ferolubrifiantă ajunge la forma cunoscută :

$$\frac{1}{R_1}\cdot\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{\delta^3}{\eta}\cdot\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\varphi}\right] + \frac{1}{R_1}\sin\theta\frac{\partial}{\partial\theta}\cdot\left[\frac{\delta^3}{\eta}\sin\theta\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\theta}\right] = 6R_1\alpha\Delta\omega\sin^3\theta \tag{9}$$

Notînd cu $\vec{v}_t^{\cdot} = \vec{v}_{2t} - \vec{v}_{1t}$ vectorul reprezentînd componenta (din planul tangent la suprafața fusului) a vitezei unui punct de pe fus, se poate demonstra că distribuția de viteze în pelicula ferolubrifiantă este descrisă de ecuația vectorială :

$$\vec{v} = \frac{1}{2\eta}(r-R_1)(r-R_1-\delta)\,\mathrm{grad}\,(P-\psi) + \vec{v}_t^{\cdot}\cdot\frac{r-R_1}{\delta} + \vec{v}_{1t} \tag{10}$$

În aceste condiții componentele vitezei într-un punct din peliculă, vor fi :

$$v_\varphi = \frac{1}{2\eta}(r-R_1)(r-R_1-\delta)\cdot\frac{1}{r\sin\theta}\cdot\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\varphi} + (v_{2\varphi}-v_{1\varphi})\frac{r-R_1}{\delta} + v_{1\varphi} \tag{11}$$

$$v_\theta = \frac{1}{2\eta r}(r-R_1)(r-R_1-\delta)\cdot\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\theta} + (v_{2\theta}-v_{1\theta})\frac{r-R_1}{\delta} + v_{1\theta}$$

Ca și în hidrodinamică, distribuțiile de viteze în peliculă sînt parabolice, dar aici apare un efect de frînare datorat presiunilor magnetice dezvoltate în ferolubrifianți.

Admițînd că întregul spațiu dintre fus și cuzinet este ocupat de ferolubrifiant soluția ecuației diferențiale (8) va fi de forma :

(12)

$$p-\psi = pa + \frac{pb-pa}{\varphi b-\varphi a}\cdot(\varphi-\varphi a)+f_1(\theta)\cdot f_2(\varphi)$$

în care pa, pb și φa, φb sînt două presiuni, respectiv două unghiuri oarecare, constante sau funcții numai de timp.

Considerînd vîscozitatea ferolubrifiantului constantă, funcția $f_1(\theta)$ are forma stabilită de Wannier [3] :

(13)

$$f_1(\theta) = -\frac{6\alpha\eta}{4+\alpha^2}\cdot\frac{R_1^2}{\Delta^2}\cdot\frac{(2+\alpha\cos\theta)\sin\theta}{(1+\alpha\cos\theta)^2}$$

Funcția $f_2(\varphi)$ depinde numai de φ și are forma :

$$f_2(\varphi) = (\Omega_1\sin\theta_1+\Omega_2\sin\theta_2^*\cos\varphi^*)\sin\varphi - \\ -\Omega_2\sin\theta_2^*\sin\varphi^*\cos\varphi \qquad (14)$$

În aceste condiții distribuția de presiuni este dată de relația :

$$p = pa+\psi+\frac{pb-pa}{\varphi b-\varphi a}(\varphi-\varphi a) - \\ -\frac{6\eta\alpha R_1^2(2+\alpha\cos\theta)\sin\theta}{\Delta^2(4+\alpha^2)(1+\alpha\cos\theta)^2}\cdot \\ [(\Omega_1\sin\theta_1^*+\Omega_2\sin\theta_2^*\cos\varphi^*)\sin\varphi - \\ -\Omega_2\sin\theta^*\sin\varphi^*\cos\varphi] \qquad (15)$$

Vîscozitatea ferolubrifianților nu are o comportare newtoniană, depinzînd de mărimea și direcția cîmpului magnetic aplicat. După Sliomis, această dependență este de forma [4] :

(16)

$$\eta = \eta_0\left[1+2{,}56\left(1+0{,}6\,\frac{\xi-th\xi}{\xi+th\xi}\cdot\sin^2\tau\right)\right]$$

unde :

η_0 — vîscozitatea lubrifiantului de bază ;
σ — volumul fazei solide ;
$\xi = \frac{\mu MH}{kT}$ — corecția magnetică ;
τ — unghiul dintre vectorii $\vec{H}$ și $\vec{\Omega}$, $\vec{\Omega}$ reprezentînd viteza unghiulară medie a particulelor din suspensie.

Se observă că vîscozitatea ferolubrifianților este un parametru controlabil pe cale electromagnetică prin intermediul lui ξ. În condițiile unui cîmp magnetic aplicat constant, problema variației viscozității în timpul funcționării lagărului devine clasică. Se poate admite că relația viscozitate-temperatură, este compatibilă cu relația viscozitate — grosimea peliculei ferolubrifiante, în ipoteza că efectul gradienților termici asupra corecției magnetice din relația (16) este neglijabil. După Freudenreich, dependența viscozității de grosimea peliculei este de forma :

$$\eta = \eta^*\cdot\left(\frac{\delta}{\delta^*}\right)^q \qquad (17)$$

în care η^* este viscozitatea în cazul particular $\delta=\delta^*$ și q este variabil între 0 și 1, luînd valoarea $q=0$ într-un regim de ungere ideal (viscozitatea constantă).

Considerînd că viscozitatea variază cu grosimea peliculei conform relației (17) și înlocuind expresia lui p din (12) în ecuația diferențială (8) obținem :

(18)

$$\frac{d^2f_1}{d\theta^2}-\left[(3-q)\cdot\alpha\cdot\frac{\sin\theta}{1+\alpha\cos\theta}-\operatorname{ctg}\theta\right]\frac{df_1}{d\theta}- \\ -\frac{1}{\sin^2\theta}\cdot f_1 = \frac{6\eta^*\alpha R_1^{'}}{\delta^* q\Delta^{2-q}}\cdot\frac{\sin\theta}{(1+\alpha\cos\theta)^{3-q}}$$

Pentru regimuri de lucru normale se poate considera $q=1$ astfel că din relația (18), rezultă :

$$f_1(\theta) = -\frac{3\alpha\eta^* R_1^2}{(1+\alpha)\cdot\Delta^2}\cdot\frac{\sin\theta}{1+\alpha\cos\theta} \qquad (19)$$

Constantele pa și pb pot fi determinate cu ajutorul relațiilor (13), (14), (15) și (19), prin impunerea valorii presiunilor în două puncte arbitrare. Soluția $Pa \neq Pb$ poate fi admisă numai pentru puncte plasate în afara zonei de suprapresiuni, în caz contrar presiunile în punctele respective avînd o evoluție multiformă. Deoarece s-a admis că întregul spațiu dintre fus și cuzinet este ocupat de ferolubrifianți, condițiile la limită pentru presiuni exprimă în general periodicitatea acestora în raport cu unghiurile φ, θ:

$$P(\theta,\varphi) = P(\theta+2\pi,\varphi) = P(\theta,\varphi+2\pi) = \\ = P(\theta+2\pi,\varphi+2\pi) \qquad (20)$$

Prin urmare, în peliculă va exista o regiune depresionară. Dacă există comunicație cu mediul exterior, în această regiune va pătrunde

aer şi ferolubrifiant expulzat din regiunea portantă. Sub acţiunea eforturilor de întindere, pelicula se va rupe, producîndu-se eventual emulsionarea sa şi restabilindu-se presiunea constantă din exterior, p_0. În condiţiile etanşării lagărului, în regiunea depresionară apare, în acord cu legea lui Henry, cavitaţia. Din punctul de vedere al capacităţii portante, rolul cavitaţiei este neglijabil, scăderea de presiune fiind redusă în raport cu suprapresiunile dezvoltate în regiunea portantă.

De obicei, se admite că scăderea presiunii în zona neportantă este neglijabilă şi în calcule se consideră în această regiune :

$$Pa = Pb = P_0 \tag{21}$$

Presiunile magnetice ψ dezvoltate în pelicula ferolubrifiantă au ca efect o creştere a capacităţii portante şi o restrîngere a suprafe-

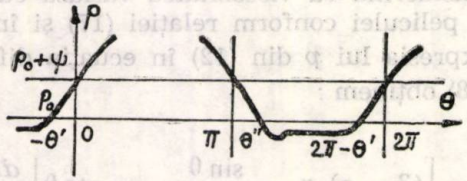


Fig. 4 Distribuţie de presiuni în lagărul sferic.

ţei regiunii depresionare (fig. 4). În aceste condiţii stabilirea limitelor regiunii depresionare devine mai complicată. Pentru zona depresionară :

$$P(r, \theta, \varphi) = P_0 \tag{22}$$

Pentru fiecare suprafaţă solidă $r_{1,2} = r(\theta, \varphi)$, şi înlocuind în (22) se deduce ecuaţia curbei care mărgineşte zona depresionară :

$$f_1(\theta) \cdot f_2(\varphi) + \psi = 0 \tag{23},$$

care pentru $q = 0$ (viscozitate constantă), are forma :

$$\frac{6\alpha\eta R_1^2}{(\alpha^2+4)\cdot\Delta^2} \cdot \frac{(2+\alpha\cos\theta)\sin\theta}{(1+\alpha\cos\theta)^2} \cdot$$
$$\cdot\left[\left(\Omega_1 \sin\theta_1 + \Omega_2 \sin\theta_2^{\cdot} \cos\varphi^*\right)\sin\varphi - \right.$$
$$\left. - \Omega_2 \sin\theta_2^{\cdot} \sin\varphi^* \cos\varphi\right] + \psi = 0 \tag{24}$$

iar pentru $q = 1$ (viscozitatea variabilă cu δ conform relaţiei lui Freudenreich) :

$$-\frac{3\alpha\eta^* R_1^{\cdot}}{(\alpha+1)\Delta^2} \cdot \frac{\sin\theta}{1+\alpha\cos\theta} \cdot \left[\left(\Omega_1 \sin\theta_1^{\cdot} + \right.\right.$$
$$\left. + \Omega_2 \sin\theta_2^{\cdot} \cos\varphi^*\right)\sin\varphi -$$
$$\left. - \Omega_2 \sin\theta_2^{\cdot} \sin\varphi^* \cos\varphi\right] + \psi = 0 \tag{25}$$

În aceste condiţii, compenentele rezultantei presiunilor pe axele triedrului O_1xyz sînt (fig. 5) :

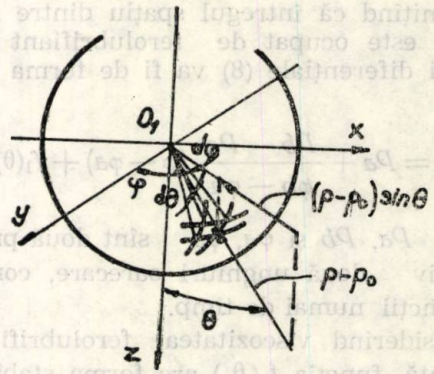


Fig. 5 Componentele portanţei în lagărul sferic.

(26)

$$P_x = -R_1^2 \int_{-\theta'}^{\theta''} \sin^2\theta\, d\theta \int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)} (P - P_0)\sin\varphi\, d\varphi$$

$$P_y = -R_1^2 \int_{-\theta'}^{\theta''} \sin^2\theta\, d\theta \int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)} (P - P_0)\cos\varphi\, d\varphi$$

$$P_z = -R_1^2 \int_{-\theta'}^{\theta''} \sin\theta\cos\theta\, d\theta \int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)} (P - P_0)\, d\varphi$$

în care limitele de integrare — θ', θ'', $\varphi'(\theta)$, $\varphi''(\theta)$ se determină din ecuaţiile (24), (25) şi satisfac condiţiile :

$$-\theta' < 0,\ \theta'' > \pi$$
$$\varphi'(\theta) < \pi + \varphi_0,\ \varphi''(\theta) > 2\pi + \varphi_0 \tag{27}$$

cu

$$\varphi_0 = \operatorname{arc\,tg} \frac{\Omega_2 \sin\theta_2^{\cdot} \sin\varphi^*}{\Omega_1 \sin\theta_1^{\cdot} + \Omega_2 \sin\theta_2^{\cdot} \cos\varphi^*} \tag{28}$$

Condiţiile (27) marchează creşterea regiunii suprapresiunilor ca efect al dezvoltării presiunii magnetice ψ în ferolubrifiant. Integrarea relaţiilor (26) comportă mari dificultăţi şi este posibilă doar prin metode numerice.

Coeficientul de portanţă al lagărului se calculează cu relaţia :

$$\zeta = \frac{\Delta^2(1+\alpha)^2}{4\eta\Omega_1 R_1^4} \cdot \sqrt{P_x^2 + P_y^2 + P_z^2} \tag{29}$$

Unghiul rezultantei presiunilor cu axa O_1z este :

$$\theta^{**} = \operatorname{arc\,tg} \frac{\sqrt{P_x^2 + P_y^2}}{P_2} \tag{30}$$

iar unghiul proiecției rezultantei presiunilor cu axa O_1y :

$$\varphi^{**} = \operatorname{arc\,tg} \frac{p_x}{p_z} \tag{31}$$

Considerînd viteza normală la suprafețele solide, $v_1 = 0$ și neglijînd $\frac{v\theta}{r}, \frac{v\varphi}{r}$ în raport cu derivatele vitezelor după normala la fus, componentele tensorului simetric al tensiunilor din peliculă, sînt :

$$\tau_{r,\theta} = -\eta \cdot \frac{\partial v\theta}{\partial r}, \quad \tau_{r,\varphi} = -\eta \cdot \frac{\partial v\varphi}{\partial r} \tag{32}$$

Componenta $\tau_{\varphi,\theta}$ a tensorului simetric al tensiunilor nu a fost luată în considerație, deoarece nu acționează asupra fusului și cuzinetului. Eforturile tangențiale determinate de ferolubrifianți pe suprafața fusului, sînt :

$$\tau_{0r,\theta} = \eta \left(\frac{\partial v\theta}{\partial r} \right)_{r=R_1}, \quad \tau_{0r,\varphi} = \eta \left(\frac{\partial v\varphi}{\partial r} \right)_{r=R_1} \tag{33}$$

respectiv pe suprafața cuzinetului :

$$\tau\delta_{r,\theta} = -\eta \left(\frac{\partial v\theta}{\partial r} \right)_{r=R_1+\delta}, \quad \tau\delta_{r,\varphi} = \eta \left(\frac{\partial v\varphi}{\partial r} \right)_{r=R_1+\delta} \tag{34}$$

Eforturile $\tau_{r,\varphi}$ și $\tau_{r,\theta}$ dau față de originea O_1 două momente : $r \cdot \tau_{r,\theta}$, normal pe planul format de axa O_1z cu dreapta O_1P și $r \cdot \tau_{r,\varphi}$ situat în planul O_1Pz și normal la raza vectoare

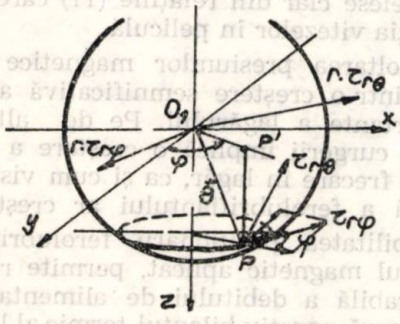


Fig. 6 Frecările în lagărul lubrificat cu ferofluide.

O_1P (fig. 6). Considerînd un element de suprafață, $r^2 \cdot \sin\theta \cdot d\theta d\varphi$, componentele momentului de frecare pe axele triedului O_1xyz sînt :

$$M_{x0,\delta} = r^3 \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{-\theta'}^{\theta''} [(\tau_{r,\theta})_{0,\delta} \cos\varphi - (\tau_{r,\varphi})_{0,\delta} \cos\theta \sin\varphi] \sin\theta d\theta$$

$$M_{y0,\delta} = -r^3 \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{-\theta'}^{\theta''} [(\tau_{r,\theta})_{0,\delta} \sin\varphi + (\tau_{r,\varphi})_{0,\delta} \cos\theta \cos\varphi] \sin\theta d\theta \tag{35}$$

$$M_{z0,\delta} = r^3 \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{-\theta'}^{\theta''} (\tau_{r,\varphi})_{0,\delta} \sin^2\theta d\theta$$

Dacă pentru regiunea depresionară se consideră $p = p_0$ derivatele $\frac{\partial(P-\psi)}{\partial\varphi}, \frac{\partial(P-\varphi)}{\partial\theta}$ sînt nule și în această regiune :

$$(\tau_{r,\theta})_{0,\delta} = \pm \eta \cdot \frac{V_{2\theta} - V_{1\theta}}{\delta}, \quad (\tau_{r,\varphi})_{0,\delta} = \pm \eta \cdot \frac{V_{2\varphi} - V_{1\varphi}}{\delta} \tag{36}$$

Cu observația că în regiunea portantă presiunile nu depind de raza vectoare r, pentru această regiune, din relațiile (11) și (32), rezultă :

$$(\tau_{r,\theta})_{0,\delta} = \pm \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \frac{R_1(R_1+\delta)}{r^2} \right]_{\substack{r=R_1 \\ r=R_1+\delta}} \cdot \frac{\partial(P-\psi)}{\partial\theta} \pm \eta \cdot \frac{V_{2\theta} - V_{1\theta}}{\delta}$$

$$(\tau_{r,\varphi})_{0,\delta} = \pm \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \frac{R_1(R_1+\delta)}{r^2} \right]_{\substack{r=R_1 \\ r=R_1+\delta}} \cdot \frac{1}{\sin\theta} \cdot \frac{\partial(P-\psi)}{\partial\varphi} \pm \eta \cdot \frac{V_{2\varphi} - V_{1\varphi}}{\delta} \tag{37}$$

În relațiile (36) și (37), pentru suprafața fusului, $r = R_1$, se ia semnul „+", iar pentru suprafața cuzinetului, $r = R_1 + \delta$, se ia semnul „—".

Introducînd relațiile (37) în relațiile (36) și integrînd prin părți termenii care conțin derivatele presiunilor, componentele momentului de frecare pe axele triedrului O_1xyz vor avea forma :

$$M_{x0,\delta} = -R_1^3 \left\{ \int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)} \left[\frac{\delta}{2R_1} \cos\varphi \sin\theta \cdot (P-\psi) \Big|_{-\theta'}^{\theta''} - \frac{1}{2R_1} \int_{-\theta'}^{\theta''} (\delta\cos\theta - \alpha\Delta\sin\theta) \cdot \left\{ \cdot (P-\psi-P_0)\cos\varphi d\theta \right] d\varphi +$$

$$+\int_{-\theta'}^{\theta''}\left[-\frac{\delta}{2R_1}\cos\theta\sin\varphi\cdot(P-\psi)\Big|_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}+\right.$$

$$\left.+\frac{1}{2R_1}\int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}\delta(P-\psi-P_0)\cos\theta\cos\varphi\,d\varphi\right]d\theta+$$

$$+\frac{P_0}{2R_1}\int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}d\varphi\int_{-\theta'}^{\theta''}\alpha\Delta\sin^2\theta\cos\varphi\,d\theta\mp$$

$$\mp\int_0^{2\pi}d\varphi\int_{-\theta'}^{\theta''}\frac{\eta}{\delta}[(V_{2\theta}-V_{1\theta})\cos\varphi-$$

$$\left.-(V_{2\varphi}-V_{1\varphi})\cos\theta\sin\varphi]\sin\theta\,d\theta\right\}$$

$$M_{y0,\delta}=R_1^3\left\{\int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}\left[-\frac{\delta}{2R_1}(P-\psi)\cdot\right.\right.$$

$$\cdot\sin\theta\sin\varphi\Big|_{-\theta'}^{\theta''}+\frac{1}{2R_1}\int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}(P-\psi-P_0)\cdot$$

$$\left.\left.\cdot\sin\varphi\cdot(\delta\cos\theta-\alpha\Delta\sin^2\theta)\,d\theta\right]d\varphi+\right.$$

$$+\int_{-\theta'}^{\theta''}\left[-\frac{\delta}{2R_1}(P-\psi)\cos\theta\cos\varphi\Big|_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}-\right.$$

$$\left.-\frac{1}{2R_1}\int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}\delta(P-\psi-P_0)\cos\theta\sin\varphi\,d\varphi\right]d\theta-$$

$$-\frac{P_0}{2R_1}\int_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}d\varphi\int_{-\theta'}^{\theta''}\alpha\Delta\sin^2\theta\sin\varphi\,d\theta\pm$$

$$\pm\int_0^{2\pi}d\varphi\int_{-\theta'}^{\theta''}\frac{\eta}{\delta}[(V_{2\theta}-V_{1\theta})\sin\varphi+$$

$$\left.+(V_{2\varphi}-V_{1\varphi})\cos\theta\cos\varphi]\sin\theta\,d\theta\right\}$$

$$M_{z0,\delta}=R_1^3\left[-\int_{-\theta'}^{\theta''}\left(\frac{\delta}{2R_1}(P-\psi)\sin\theta\Big|_{\varphi'(\theta)}^{\varphi''(\theta)}\right)d\theta\pm\right.$$

$$\left.\pm\eta\int_0^{2\pi}d\varphi\int_{-\theta'}^{\theta''}\frac{V_{2\varphi}-V_{1\varphi}}{\delta}\sin^2\theta\,d\theta\right] \qquad (38)$$

În calculul integralelor (38), pe frontierele $\varphi'(\theta)$ și $\varphi''(\theta)$, $p=p_0$, și se admit simplificările $\varepsilon\approx\sin\varepsilon\approx 0$, $\cos\varepsilon\approx 1$ în relațiile (3). Integrarea relațiilor (38) este extrem de dificilă și este posibilă doar prin metode numerice.

Ca și în cazul portanței, se introduce un coeficient total de moment : (39)

$$C_{m0,\delta}=\frac{\Delta}{2\pi\eta R_1^4\Omega_1}\cdot\sqrt{M_{x0,\delta}^2+M_{y0,\delta}^2+M_{z0,\delta}^2}$$

Unghiurile $\theta_m^{\cdot\cdot}$ și $\varphi_m^{\cdot\cdot}$ pe care le face direcția momentului rezultant cu axa O_1z, respectiv protecția acesteia în planul O_1xy cu axa Oy sînt :

$$\theta_m^{\cdot\cdot}=\operatorname{arc\,tg}\frac{\sqrt{M_{x0,\delta}^2+M_{y0,\delta}^2}}{M_{z0,\delta}}$$

$$\varphi_m^{\cdot\cdot}=\operatorname{arc\,tg}\frac{M_{x0,\delta}}{M_{z0,\delta}} \qquad (40)$$

Calculul prezentat anterior a fost efectuat în ipoteza că pelicula ferolubrifiantă este plasată într-un cîmp magnetic transversal. Cîmpul magnetic transversal pe curgerea ferolubrifiantului are ca efect principal o frînare a curgerii prin dezvoltarea de presiuni magnetice. Acest aspect reiese clar din relațiile (11) care descriu distribuția vitezelor în peliculă.

Dezvoltarea presiunilor magnetice se traduce printr-o creștere semnificativă a capacității portante a lagărului. Pe de altă parte, frînarea curgerii implică o creștere a momentului de frecare în lagăr, ca și cum viscozitatea aparentă a ferolubrifiantului ar crește.

Posibilitatea poziționării ferolubrifiantului în cîmpul magnetic aplicat, permite reducerea considerabilă a debitului de alimentare, dar influențează negativ bilanțul termic al lagărului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, Tr., Lambrache, N.* : Asupra lubrificației cu ferofluide a lagărelor radiale cu suprafețe cilindrice din construcția de aparate, Bul. I.P. București, Nr. 1, (1982).

[2] *Clark, A.* : Phys, of fluids, 8, 644, (1965).

[3] *Wannier, G.* : A Contribution to the Hydrodynamics of Lubrication, Quarterly of applied mathematics, t VIII, (1950).

[4] *Bertrand, A.R.V.* : Les ferrofluides, Rev. Inst. Franc. Petrole, XXV, 1, (1970).

CZ : 621-82

Distribuitor proporțional cu comandă numerică

Șef lucr. dr. ing. Nicolae **ALEXANDRESCU** — Institutul Politehnic București

Introducere

Distribuirea energiei hidraulice către diversele circuite ale unui sistem hidraulic de acționare se face, de regulă, prin distribuitoarele hidraulice. Incapabile de a regla valoric vreuna dintre mărimile ce determină puterea hidraulică, debitul sau presiunea mediului fluid de lucru (uleiul hidraulic), teoretic, energia de la intrarea în distribuitor se regăsește pe orificiile sale de ieșire. Astfel, controlul energiei hidraulice de către distribuitoare este de tip discret ; la orificiile sale aceasta are aspectele valorice de „tot" sau „nimic". Distribuitoarele cu asemenea caracteristică de funcționare sînt distribuitoarele cu comutație. Practic, energia de la intrare este afectată însă de pierderile de presiune datorate curgerii fluidului prin circuitele funcționale ale distribuitorului și de pierderile de debit prin interstițiile datorate jocurilor tehnologice în care se asamblează elementele componente. Ambele pierderi, prin pierderea de energie ce o realizează, sînt nedorite dar imposibil de eliminat. Direcții rezonabile în activitatea de proiectare — cercetare sînt în sensul diminuării lor. Prin modul lor de construcție și funcționare, distribuitoarele sînt susceptibile controlului componentelor de debit prin impunerea unor secțiuni de curgere controlate, create între elementul de distribuție — sertarul distribuitorului și corpul său. Avînd în vedere că prin debit se realizează componentele cinematice de mișcare ale elementelor de execuție (vitezele și accelerațiile), capacitatea de reglare valorică a debitului aduce mari avantaje acționărilor hidraulice, în special în cazul unităților de acționare ale roboților industriali, unde controlul continuu al regimurilor de deplasare a acestor unități are contribuție determinantă asupra preciziei de poziționare. Funcția de debit fiind în raport cu o mărime de intrare după o dependență proporțională, distribuitoarele cu o astfel de functionare sînt distribuitoare proporționale. Performanțele tehnice ale unui distribuitor proporțional sînt apreciate, în principal, de fidelitatea de reglare a componentelor de debit. Caracteristica de reglare a distribuitoarelor proporționale, larg utilizată și cercetată pînă în prezent, este de tip continuu — analogică. O direcție nouă pentru reglarea debitelor prin distribuitoarele proporționale este reprezentată de posibilitatea reglării numerice utilizîndu-se în acest caz o comandă externă sub formă numerică, comandă ce reprezintă mărimea de intrare.

Distribuitoare proporționale cu comandă continuă

Pentru controlul valoric al debitului prin secțiunea de curgere corp-sertar, este necesar ca pe fiecare punct al cursei sertarului, deci pe toată cursa, rezultanta forțelor ce acționează asupra sertarului (forțe hidrodinamice, forțe de frecare vîscoasă, forțe de lipire, forțe de inerție, forțe de presiune, forțe elastice, greutatea echipajului mobil etc.) să se găsească în echilibru cu forța de acționare dată de mărimea de intrare — de regulă forța unor electromagneți, determinată în raport de intensitatea curentului electric. În acest caz, funcția de variație continuă a curentului electric stabilește o funcție de variație continuă — proporțională a debitului de la ieșirea din distribuitor. Schema generală a unui distribuitor proporțional [1] este prezentată în figura 1. observă că pentru obținerea unei funcții constante sau variabile de debit (necesară), mărimea de intrare este comparată continuu cu mărimi de aceeași natură, generate de diverse tipuri de traductori ale căror semnale constituie circuitele de reacție.

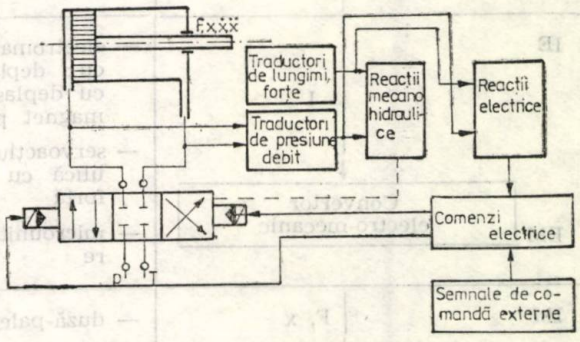


Fig. 1 Schema unui distribuitor proporțional.

Forța de acționare de valoare predeterminată, ce echilibrează sertarul distribuitorului într-o poziție necesară în raport cu valoarea de debit impusă, poate fi de natură mecanică, hidraulică, pneumatică sau electrică. Datorită compatibilității cu traductoarele electrice de măsurare a mărimilor mecanice (forțe, curse, presiuni, debite etc.), mult mai precise și rapide în funcționare decît celelalte tipuri de traductoare, acționarea, deja consacrată pentru distribuitoarele proporționale, este cea electrică. O clasificare a distribuitoarelor proporționale prin prisma acționării lor [2] este făcută în figura 2.

Trebuie remarcat faptul că pentru componente de debit mari, deci puteri hidraulice controlate mari, elementele electrice de acționare — electromagneții, capătă gabarite inacceptabile. Pentru rezolvarea acestor situații acționarea electrcă ce constituie de fapt prima treaptă (primul etaj) este sprijinită de o a doua treaptă, de regulă hidraulică, cu rol de amplificare a forței de acționare. Evident această a doua treaptă permite controlul unor puteri hidraulice mari dar scade viteza de reglare — frecvența de lucru. În acest sens, în domeniul puterilor controlate mari și frecvențe reduse de lucru — 8 . . . 10 Hz, se definesc distribuitoarele proporționale (propriu-zise), iar în domeniul puterilor controlate mici și frecvența pînă la 50 Hz — servodistribuitoarele (servoventilele). Acest punct de vedere este acceptabil sub toate aspectele astfel că în terminologie, unde există încă discuții, este necesar să se adopte această diferențiere. Denumirea de servovalvă este incorectă avînd în vedere reglajul de debit și nu de presiune. Diversele componente ce pot fi întîlnite la nivelul treptelor distribuitoarelor proporționale cu intrare electrică sînt structurate în tabelul 1.

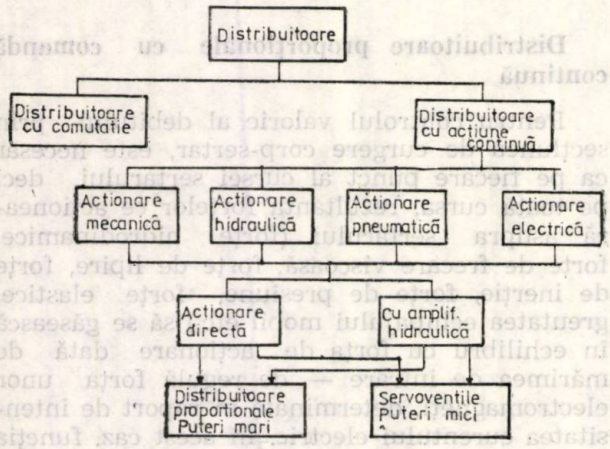


Fig. 2 Clasificarea distribuitoarelor cu acțiune continuă.

Distribuitoare proporționale cu acționare electrică

Tabelul 1

IE: Comenzi; Traductori, reacții → EE: Semnal electric de lucru	— deplasare — forță — viteză — accelerație — presiune — debit	— mărimi analogice, continue — mărimi numerice	Treapta 1-a — cu amplificare — fără amplificare	
IE → I → EM: Convertor electro-mecanic	— electromagnet proporțional cu: deplasare rotativă, cu deplasare liniară, cu magnet proporțional — servoacțiune electro-hidraulică cu amplificator de forță — microunitate de poziționare	— mărimi analogice, continue — mărimi numerice	Treapta 2-a	
IM → F, x → EH: Amplificator mecano-hidraulic	— duză-paletă — duză-paletă în sertar — sertar de precomandă — duză-jet rotitor	— mărimi analogice, continue — mărimi numerice		$a = \frac{P_{cdt}}{I}$
IH → p → EM: Convertor hidraulic-mecanic	— suprafață de presiune a motorului — comenzi pe membrană — elemente elastice	— mărimi analogice, continue — mărimi numerice		
IM → F, y → EH: Amplificator mecano-hidraulic → Debit	— distribuitorul principal (toate schemele de circuit posibile)	— mărimi analogice, continue — mărimi numerice	Treapta 3-a	$a = \frac{Q}{P_{cdt}}$

La toate distribuitoarele proporționale cu comandă continuă s-au avut în vedere, pînă în prezent, valorile analogice a mărimilor ce stabilesc pe traseul intrare — ieșire funcția de lucru. O posibilitate nouă inclusă în tabelul 1 o oferă operarea numerică cu aceste mărimi, apărînd astfel comanda numerică ce prezintă diferențieri în raport cu comanda analogică conform caracteristicilor prezentate în tabelul 2 [3].

Diferențierile principale între comanda analogică și cea numerică

Mărimea de diferențiere	Comandă analogică (pe toată cursa)	Comandă numerică (punct cu punct pe cursă)	
		a	b
A. Mod de comandă	legătură directă cu mărimea de intrare	programare externă	programare în momorie
B. Semnale de lucru-Timp	timp continuu	timp quantificat	
amplitudine	continuă	quantificarea amplitudinii prin convertori analogici/numerici sau numerici analogici, calculator sau sistem numeric de măsurare	
C. Mod de reglare	continuă	qvasi-continuă	discretă în timp

Caracteristica de funcționare analogică sau numerică a distribuitoarelor proporționale este imprimată chiar de elementul de comandă ce realizează prima treaptă de amplificare. În cazul comenzii electrice, motorul are rolul de convertor electro-mecanic, iar mărimea sa de ieșire — poziția unghilară, reprezintă mărimea de intrare în amplificatorul mecano-hidraulic. Deci funcția intrare-ieșire stabilită de motor este : $\theta_{ex} = f_1(I)$ (1), amplificatorului revenindu-i rolul de a reproduce amplificat această funcție, convertită în mărimi necesare semnalelor de lucru din treapta doua. Participarea celorlalte trepte ale distribuitorului proporțional permite obținerea în final a funcției de debit : $Q = f_2(\theta_{ex}) = f_2\ [f_1(I)] = f(I)$ (2).

Reglarea valorică în timp a componentelor de debit impune reglări permanente poziției unghiulare ncesare motorului — θ_{nec}, posibil de realizat prin circuitele de reacție sau comandă externă, continuu comparată cu poziția unghiulară existentă θ_{ex}. Pentru obținerea unui distribuitor proporțional cu funcție continuă de debit, motorul primei trepte este de regulă un motor de curent continuu, iar pentru o funcție numerică de debit, motorul este pas cu pas (poziția unghiulară multiplu a unui același increment unghiular). Caracteristicile de intrare și de ieșire ale motorului primei trepte diferențiate în raport cu comanda analogică sau numerică sînt reprezentate în figura 3 [4]. Stabilirea corespondenței mărime de intrare continuă—mărime de intrare impuls nu este o problemă, avînd în vedere că se impune aceeași funcție de variație în timp a mărimii de ieșire.

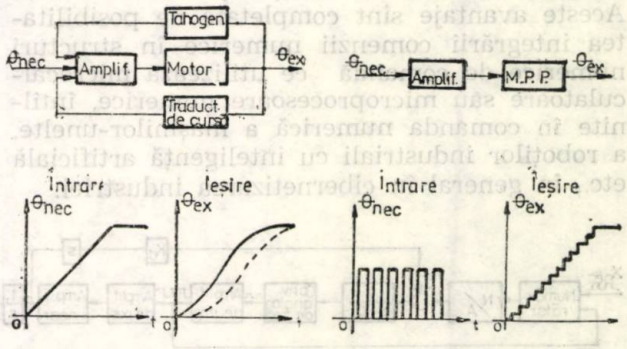


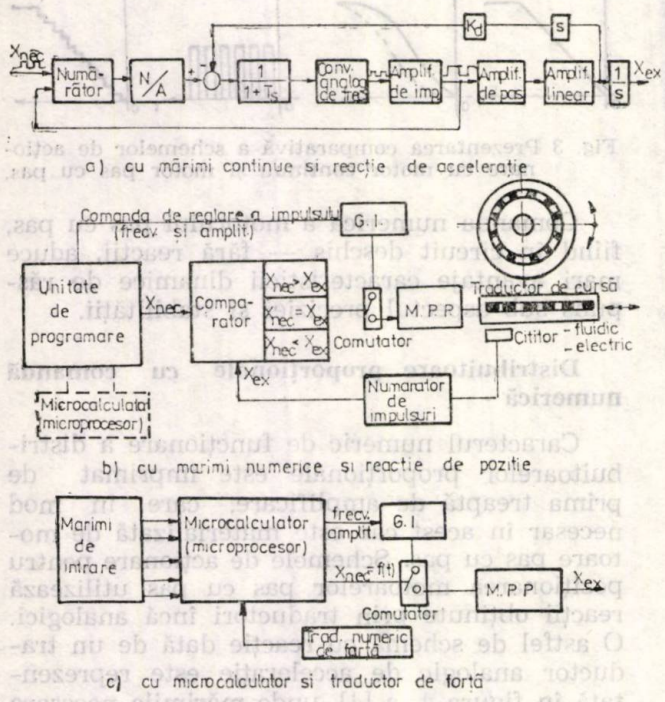
Fig. 3 Prezentarea comparativă a schemelor de acționare cu motor continuu și motor pas cu pas.

Comanda numerică a motorului pas cu pas, fiind în circuit deschis — fără reacții, aduce mari avantaje caracteristicii dinamice de răspuns sub aspectul preciziei și stabilității.

Distribuitoare proporționale cu comandă numerică

Caracterul numeric de funcționare a distribuitoarelor proporționale este imprimat de prima treaptă de amplificare, care în mod necesar în acest caz este materializată de motoare pas cu pas. Schemele de acționare pentru poziționarea motoarelor pas cu pas utilizează reacții obținute prin traductori încă analogici. O astfel de schemă cu reacție dată de un traductor analogic de accelerație este reprezentată în figura 4, a [4], unde mărimile necesare și existente (x_{nec}, x_{ex}) sînt lineare, transformatele mărimilor unghiulare corespunzătoare. În figura 4, b se propune poziționarea motorului pas cu pas într-o soluție nouă, cu traductor incremental — numeric de deplasare lineară sau unghiulară. Schema aduce avantaje atît funcționale privind precizia de poziționare, cît și constructive privind realizarea traductorului. Apare diferențierea de principiu, în sensul că, pe toată cursa, motorul pas cu pas are un număr finit de poziții și astfel debitul reglat capătă un număr finit de valori. Pentru descrierea funcției de debit, cît mai apropiată de funcția continuă dată de comanda analogică, este necesar un număr cît mai mare de pași pe cursă, deci incremenți cît mai mici. Schema de acționare a motorului pas cu pas trebuie privată ca o microunitate de poziționare nu-

merică punct cu punct — PTP (point to point) diferită de poziționarea pe toată cursa — CP (continueus poth) realizată de comanda analogică. Faptul că poziționarea punct cu punct este întîlnită în momentul de față la peste 90% din unitățile de poziționare, în special la roboții industriali, soluția comenzii numerice a distribuitoarelor proporționale este justificată. Acest fapt se datorează avantajelor conferite de poziționarea punct cu punct privind precizia de poziționare și frecvența sporită de lucru. Aceste avantaje sînt completate de posibilitatea integrării comenzii numerice în structuri numerice de comandă ce utilizează microcalculatoare sau microprocesoare numerice, întîlnite în comanda numerică a mașinilor-unelte, a roboților industriali cu inteligență artificială etc., în general în cibernetizarea industriei.



a) cu mărimi continue și reacție de accelerație

b) cu mărimi numerice și reacție de poziție

c) cu microcalculator și traductor de forță

Fig. 4 Sisteme de poziționare cu motor pas cu pas

În figura 4, c este reprezentată comanda numerică a motorului pas cu pas, ce integrează — pentru realizarea funcției de comandă — un microprocesor (eventual un microcalculator), circuitul de reacție fiind materializat de un traductor de forță, tot numeric. Acesta preia funcțiile unității de programare și ale sistemului de comparare, prin capacitatea sa de memorare. În ambele soluții de poziționare propuse trebuie observată capacitatea de reglare a frontului de impulsuri, atît ca frevență cît și ca amplitudine, fiind posibil ca în corespondență cu traductorii numerici să se obțină diverse valori de pași de poziționare. Un distribuitor proporțional cu comandă numerică cu trei trepte este conceput principial și reprezentat în figura 5.

În prima treaptă, deplasarea lineară pas cu pas poate fi realizată cu un motor corespunzător, sau cu o microunitate de poziționare pneumo-hidraulică cu comandă numerică, ce poziționează axial pistonul unui cilindru hidraulic prin intermediul unor aporturi proporționate de debit. Ambele sisteme pot asigura, în

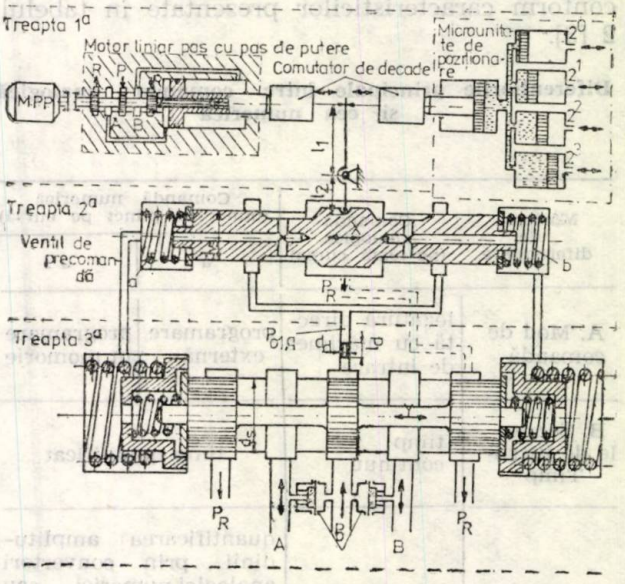


Fig. 5 Distribuitor proporțional cu comandă numerică și sistem de măsurare a presiunii.

condiții bune de fidelitate, incremenți lineari de ordinul 0,003 . . . 0,005 mm, care — prin intermediul unui mecanism cu pîrghie — pot poziționa sertarul ventilului de precomandă din treapta doua la valori de 0,001. . .0,002 mm. Astfel pe o cursă de 1 mm a sertarului acestui ventil se obțin poziționări în 500 . . . 1000 de puncte, ceea ce determină tot atîtea valori ale presiunii de acționare a distribuitorului principal din treapta treia. În acest mod prin secțiunea de curgere corp-sertar a distribuitorului principal, determinată printr-un număr corespunzător de valori, se materializează reglajul debitului. Pentru eliminarea zonei de insensibilitate, distribuitorul principal este cu acoperire nulă impunîndu-se prin aceasta condiții de execuție care să asigure precizia necesară. Secțiunile de curgere corespund pozițiilor de echilibru ale sertarului, obținute sub acțiunea forțelor date de presiunea de comandă și reacțiunea forțelor date de elementele elastice. Pentru lărgirea domeniului de debit, forțele elastice sînt dezvoltate de un sistem de două arcuri. La nivelul ventilului de precomandă din treapta doua trebuie remarcate două avantaje pe care le aduce soluția propusă :

— ventilul de precomandă nu are consum continuu de energie, îmbunătățind randamentul energetic ;

— presiunea de acționare, obținută datorită pierderilor de presiune pe rezistențele hidraulice variabile create de ansamblul corp-sertar și presiunile pe circuitele „a" sau „b" nu variază simultan, astfel că în permanență una din camerele de comandă a distribuitorului principal se găsește încărcată cu presiunea de acționare, iar cealaltă are presiune de rezervor (atmosferică).

Acest lucru ajută la calculul pozițiilor de echilibru ale sertarului distribuitorului principal.

În condițiile în care presiunile instalate p_0, p_A, p_B, sînt cunoscute, caracteristica funcțională a distribuitorului proporțional este suficientă sub forma : $y = f(I)$ (3), deplasarea sertarului — y permițînd determinarea exactă a componentelor de debit. Pentru a demonstra diferențierile principale ale comnzii numerice, în raport cu comanda continuă, funcția (3) se stabilește considerînd structura distribuitorului proporțional din figura 5, în două situații pentru prima treaptă : constituită dintr-un magnet proporțional analogic și constituită dintr-un magnet proporțional numeric sau motor pas cu pas. Schema-bloc pentru distribuitorul proporțional cu comandă continuă este reprezentată în figura 6, iar pentru distribuitorul proporțional cu comandă numerică în figura 7.

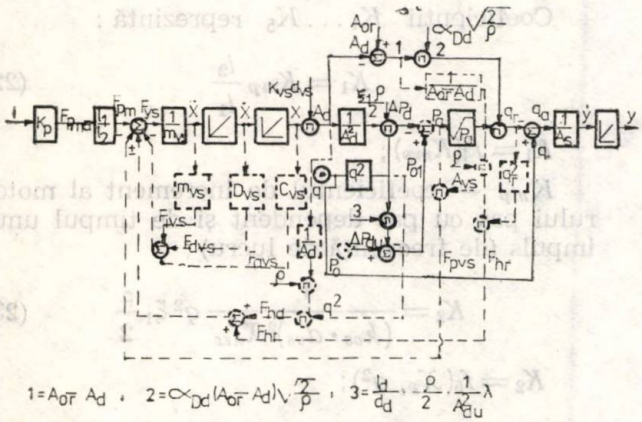


Fig. 6 Schema-bloc pentru treapta I-a și a II-a a unui distribuitor proporțional cu electromagnet proporțional analogic.

Trebuie, încă, observat faptul că distribuitorul proporțional din figura 5 propune circuitul de reacție constituit de informațiile date de doi traductori numerici de diferență de presiune. Diferența de presiune este sesizată între circuitul cu presiune de alimentare — p_0 și circuitele cu presiuni de consumator : p_A, p_B. Scopul propus pentru distribuitorul proporțional care se analizează este de a menține debitul de consumator constant, independent de variația sarcinii de la elementul de execuție alimentat de distribuitor, deci viteză constantă de deplasare.

Relațiile matematice ce descriu funcțional distribuitorul proporțional cu schema-bloc din figura 6 (cu comandă continuă) sînt :

— forța de acționare asupra sertarului ventilului de precomandă dată de magnetul proporțional :

$$F_{pm} = \frac{l_1}{l_2} F_{pma} = \frac{l_1}{l_2} f_3(I) \qquad (4)$$

unde :

$\frac{l_1}{l_2} > 1$ determină multiplicare de forță și demultiplicare de deplasare axială contribuind astfel la micșorarea incrementului de poziționare de la nivelul sertarului ventilului principal ;

F_{pma} — reprezintă forța dezvoltată de electromagnetul proporțional analogic dependentă prin intermediul funcției „f_3"(definită de factorul de proporționalitate K_{pm}) de intensitatea curentului de alimentare „I" ;

— rezultanta forțelor ce acționează asupra sertarului ventilului de precomandă :

$$F_{vs} = F_{pm} - F_{pvs} - F_{ivs} - F_{dvs} - \\ - F_{avs} \pm (F_{hd} + F_{hr}) \qquad (5)$$

unde :

$F_{pvs} = p_a A_{vs}$ (6) — forțe de presiune pe sertarul ventilului ;

$F_{ivs} = m_{vs}\ddot{x}$ (7) — forța de inerție a sertarului ventilului

$F_{dvs} = D_{vs}\dot{x}$ (8) — forța de frecare vîscoasă ;

$F_{avs} = C_{vs}x$ (9) — forța elastică a arcului ventilului de precomandă ;

$F_{hd} = \rho q v = \rho \frac{q^2}{A_d}$ (10) — forța hidrodinamică pe suprafața de deschidere A_d creată între sertarul și corpul ventilului de precomandă ;

$F_{hr} = \rho \frac{q_r^2}{A_{or} - A_d}$ (11) — forța hidrodinamică pe suprafața de curgere la rezervor $(A_{or} - A_d)$;

A_{or} — suprafața de rezervor inițială ;

$$A_d = K_{vs}\, d_{vs}\, x \qquad (12)$$

Pentru pozițiile de echilibru ale sertarului : $F_{vs} = 0$.

— pierderea de presiune locală pe rezistența creată de suprafața de deschidere A_d :

$$\Delta p_d = \xi_1 \frac{\rho}{2} \frac{q^2}{A_d^2}; \qquad (13)$$

— presiunea de alimentare a ventilului de precomandă :

$$p_{01} = p_0 - \Delta p_{du}; \qquad (14)$$

— pierderea de presiune repartizată pe duză :

$$p_{du} = \lambda \frac{l_d}{d_d} \frac{\rho}{2} \frac{q^2}{A_{du}^2}; \quad (15)$$

— presiunea de comandă pe sertarul distribuitorului principal :

$$p_a = p_{01} - \Delta p_d; \quad (16)$$

— debitul de comandă a sertarului distribuitorului principal :

$$q_a = q - q_r, \quad (17)$$

unde :

$$q_r = \alpha_{Dd}(A_{cr} - A_d)\sqrt{\frac{2}{\rho}}\sqrt[4]{p_a} \quad (18)$$

$$p_r = 0$$

— viteza sertarului distribuitorului principal :

$$\dot{y} = \frac{q_a}{A_s}; \quad (19)$$

— deplasarea sertarului distribuitorului principal :

$$y = \int_0^{t_u} \dot{y}\, dt \quad (20)$$

unde t_u — timpul de umplere al volumului creat prin deplasarea sertarului în noua poziție de echilibru.

În cazul comenzii cu electromagnet proporțional numeric, sau motor pas cu pas, poziția sertarului ventilului de precomandă X nu mai este determinată de rezultanta forțelor ce acționează asupra lui F_{vs}. Astfel în schema-bloc, așa cum se vede în figura 7, dispar circuitele reacțiilor de forță.

La distribuitorul proporțional cu comandă numerică relațiile matematice ce descriu

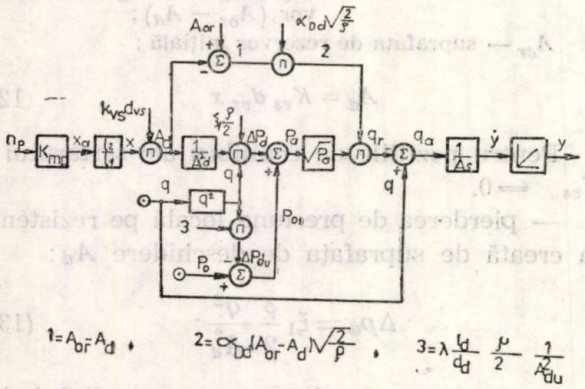


Fig. 7 Schema-bloc pentru treapta I-a și a II-a a unui distribuitor proporțional cu electromagnet proporțional numeric sau motor pas cu pas.

funcționarea sa sînt numai relațiile (12 . . . 20). Dacă poziționarea este făcută de un motor pas cu pas atunci :

$$\mathcal{X} = n_p \cdot K_{mp} \cdot \frac{l_2}{l_1} \quad (21)$$

unde :

n_p — numărul de pași (mărime de intrare) ;
K_{mp} — coeficientul de increment al motorului.

Puterea hidraulică instalată pe ventilul de precomandă este dată de componentele q — debitul prin duza de diametrul d_d și p_0 — presiunea de alimentare a distribuitorului principal.

Pentru stabilirea modelului matematic ce descrie funcționarea distribuitorului proporțional cu comandă numerică se apelează la schema-bloc din figura 7, care sub formă redusă are structura din figura 8.

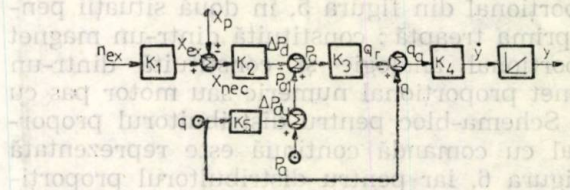


Fig. 8. Schema-bloc redusă.

Coeficienții $K_1 \ldots K_5$ reprezintă :

$$K_1 = K_{mp} \frac{l_2}{l_1} \quad (22)$$

$K_1 = f_4(K_{mp})$;

K_{mp} — coeficientul de increment al motorului pas cu pas dependent și de timpul unui impuls (de frecvență de lucru) ;

$$K_2 = \frac{1}{(k_{vs} \cdot d_{vs})^2 \mathcal{X}_{nec}^3} q^2 \xi_1 \frac{\rho}{2} \quad (23)$$

$K_2 = f_5(\mathcal{X}_p, q^2)$;

$\mathcal{X}_p$ — poziția programată a sertarului ventilului de precomandă ;

$$K_3 = \frac{\alpha_{Dd}(A_{or} - A_d)}{\sqrt{p_a}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (24)$$

$A_d = (\mathcal{X}_{ex} \pm \mathcal{X}_p) K_{vs} d_{vs}$;
$K_3 = f_6(\mathcal{X}_p)$

$$K_4 = \frac{1}{A_s} \quad (25)$$

$K_4 = \text{const.}$

$$K_5 = \lambda \frac{l_d}{d_d} \frac{\rho}{2} \frac{1}{A_{du}^2} q \quad (26)$$

$K_5 = f(q)$

Pentru poziționarea la o nouă valoare a sertarului ventilului de precomandă, X_{nec} se determină ținînd cont de X_{ex} dintr-o poziționare anterioară, astfel că noua poziție de programare este : $\pm V_p = X_{nec} - X_{ex}$. Toate aceste valori prin intermediul coeficientului K_1 se obțin considerînd numerele corespunzătoare de impulsuri, numărul de impulsuri ce se programează fiind determinat de configurația funcției de debit necesare. Astfel :

$$X_{nec} = K_1(n_{ex} \pm n_p)$$

Modelul matematic ce descrie deplasarea liberă a sertarului distribuitorului principal (fără să țină cont de forțele ce acționează asupra sa) are forma :

$$y = \int_0^{tu} K_4\{q - K_3[(p_0 - K_5 q) - K_2 K_1(n_{ex} \pm n_p)]\}\, dt \quad (27)$$

În treapta treia, pentru determinarea poziției reale de echilibru a sertarului distribuitorului principal, trebuie considerate toate forțele, precum și existența elementului de execuție în aval de distribuitor — figura 9, la care se urmărește obținerea unei viteze de deplasare independentă de variația sarcinii la tijă (F_z). În condițiile unei viteze riguros constante apelînd numai la factorul timp se pot obține poziționări dorite ale elementului de execuție, în condiții de înaltă precizie.

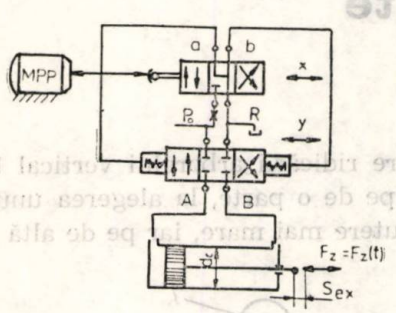


Fig. 9 Motor hidraulic linear cu distribuitor proporțional.

În acest caz interesează presiunea ce acționează asupra sertarului :

$$p_a = p_b = p_0 - K_5 q - K_2 K_1(n_{ex} \pm n_p) \quad (28)$$

Forța rezultantă pe sertarul distribuitorului principal este :

$$F_s = p_a A_s - F_{ts} - F_{ds} - (F_{hA} - F_{hR}) - F_{a\,1,2} \quad (29)$$

$F_{a\,1,2}$ este forța elastică a arcului ce lucrează. Debitele pe orificiile A și B au valorile :

$$Q_A = \alpha_D \pi d_s y \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_0 - p_A)}; \quad (30)$$

$$Q_B = \alpha_D \pi d_s y \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B} = \alpha_D \pi d_s y \sqrt{\frac{2}{\rho}[p_0 - (p_0 - p_B)]} \quad (31)$$

În relația (31) s-a adunat și scăzut p_0, pentru ca în ambele relații să apară diferențele de presiune măsurate de traductorii numerici.

Forța la tija este $F_z = p_A A_C - p_B C A_c$ (32), unde $C = \frac{A_t}{A_c} < 1$, coeficient ce ține cont de existența tijei în una din camerele cilindrului.

Rezultă :

$$p_A = \frac{F_z}{A_c} + C p_B \neq \text{const.} \quad (33)$$

Datorită variației forței F_z presiunea p_A este continuu variabilă influențînd astfel debitul Q_A (30), deci viteza de deplasare.

Pozițiile de echilibru ale sertarului se obțin atunci cînd :

$$p_a A_s = F_{hA} - F_{hR} + F_{a\,1,2} \quad (34)$$

Forța de inerție și forța de frecare vîscoasă : $F_{ts} = F_{ds} = 0$; Forța arcului : $F_{a\,1,2} = C_{1,2} y$

Forțele hidrodinamice la curgerea spre orificiile A și R au expresiile :

$$F_{ha} = \rho A_A v_A^2 = 2\pi d_s y(p_0 - p_A) \quad (35)$$

$$F_{hR} = 2\pi d_s y[p_0 - (p_0 - p_B)] \quad (36)$$

Notînd cu : $\Delta p_A = p_0 - p_A$ și cu $\Delta p_B = p_0 - p_B$ și înlocuind în relația (34) se obține;

$$y = \frac{p_a A_s}{C_{1,2} - K_6(\Delta p_A - \Delta p_B + p_0)} \quad (37)$$

unde :

$$K_6 = 2\pi d_s \quad (38)$$

Debitul :

$$Q_A = K_7 \sqrt{\Delta p_A}\, \frac{p_a}{C_{1,2} - K_6(\Delta p_A - \Delta p_B + p_0)} \quad (39)$$

unde :

$$K_7 = \frac{K_6}{2} \alpha_D \sqrt{\frac{2}{\rho}} A_s \quad (40)$$

Cu valoarea presiunii de acționare din (28) rezultă :

$$Q_A = K_7 \sqrt{\Delta p_A}\, \frac{p_0 - K_5 q - K_1 K_2(n_{ex} \pm n_p)}{C_{1,2} - K_6(\Delta p_A - \Delta p_B + p_0)} \quad (41)$$

Expresia (41) demonstrează că dacă traductorii de diferență de presiune furnizează infor-

mațiile necesare, atunci printr-un calcul numeric de urmărire se poate determina numărul de pași de programare — n_p, astfel încît debitul Q_A să fie constant. Datorită simetriei construcției, situația este aceeași în cazul în care debitul trebuie să rămînă constant și la celălalt consumator.

Concluzii

În raport cu reacțiile de forță, viteză sau accelerații utilizate în construcția distribuitoarelor proporționale, reacțiile de diferență de presiune conferă posibilitatea controlului riguros al componentelor de debit. Se observă că în relația (41), cu excepția valorilor indicate de acești traductori, parametrii care antrenează în discuție mărimi constructiv-funcționale pot fi cunoscuți inițial. Pentru obținerea funcției de debit necesare, un operator de calcul poate determina foarte ușor și extrem de rapid numărul pașilor de poziționare de la motorul pas cu pas din prima treaptă a distribuitorului. Condiția calculului constă în cunoașterea poziției prezente în fond memorarea poziționării anterioare. Fără dificultăți, pentru creșterea capacității de reglare a debitelor apelînd la serviciile unui microprocesor, se pot modifica în paralel cu numărul de pași de poziționare și frecvența și forma frontului de impulsuri. Distribuitorul poate fi utilizat cuplat cu un microprocesor la comanda — acționarea unui element de execuție. Cunoscînd datele constructive ale elementului de execuție acționat, pornind de la cursa de poziționare necesară, microprocesorul comandă numărul de pași de poziționare și durata de acționare. Această posibilitate deschide largi perspective utilizării distribuitoarelor proporționale cu comandă numerică la acționarea unităților hidraulice din construcția roboților industriali.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Backè, W.*: Neue Konzepte der hydraulischen Schaltungstechnik, 3. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, 1978, Aachen.

[2] *Backè, W.* Servohydraulik (Umdruck zur Vorlesung) Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen, 1979, Aachen.

[3] *Stute, G., Hesselbach, J., Runge, W.*: Electronische Steuerungstechnik hydraulischer Systeme. Stand und zukünftige Entwicklungen, 4. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, 1980, Aachen.

[4] *Temmyo, I.*: Beschleunigungsrückführung mit kleinen Gleichstrom — Permanentmagnetmotoren zur Stabilisierung des Verhaltens der elektrohydarulischen Linearverstärker (Schrittzylinder), 4. Aachener Fluidtechnisches Kolloquium, 1980, Aachen.

CZ : 681.01

Unele probleme privind echilibrarea greutății arborelui mașinii de măsurat în trei coordonate

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN** — Institutul politehnic București

Ing. Gheorghe **STOICA** — C.C.S.I.T.M.F.S. București

Generalități

În construcția mașinilor de măsurat în trei coordonate, după cum se știe, precizia de măsurare are un rol deosebit de important. Aceasta este influențată de echilibrarea arborelui vertical.

Există diferite soluții pentru a realiza aceasta, fiecare dintre ele aplicabilă pentru condiții date sau cerute la proiectare.

Echilibrarea prin contragreutate

Soluția este utilizată la construcția mașinilor de măsurat în trei coordonate de dimensiuni mici ($Z<500$ mm), fabricate de firma Mitutoyo.

Lipsa contragreutății 8 (fig. 1) ar face ca greutatea arborelui **1**, cu traductorul **6** și piulița 2 să fie preluată de lagărele axial-radiale **4**, prin intermediul șurubului de mișcare **3**. Momentul rezistent pentru rotirea șurubului **3** este diferit pentru cele două sensuri de rotație, fiind cu mult mai mare la rotația corespunzătoare ridicării arborelui vertical **1**. Aceasta duce, pe de o parte, la alegerea unui motor **5** cu o putere mai mare, iar pe de altă parte la

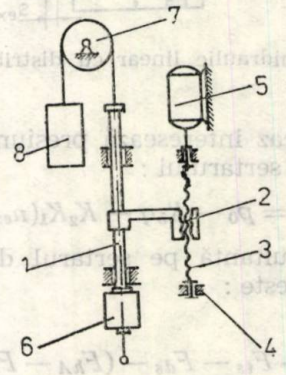


Fig. 1

o solicitare inconstantă a motorului. La rotirea manuală a șurubului de mișcare, atunci cînd arborele vertical are greutate mare, efortul

poate fi neergonomic. Dar inconvenientul cel mai mare, care decurge din lipsa contragreutății 8, este acela al unei poziționări imprecise a traductorului 6 la cota măsurată.

Aplicarea soluției la mașini de dimensiuni mari prezintă inconvenientul că, prin folosirea contragreutății 8, greutatea sistemului mobil vertical crește de două ori, ceea ce duce la o solicitare mai mare a arborelui orizontal al mașinii de măsurat. Pentru a-și păstra săgeata în limitele de precizie cerute mașinii, arborele orizontal trebuie redimensionat, ceea ce duce la creșterea gabaritului întregii mașini, precum și la mase mari în mișcare, mai greu de controlat.

Echilibrarea prin forță de presiune

Soluția constructivă din figura 2 este utilizată de firma G.E. Johansson Suedia. Aerul comprimat cu presiunea p, reglabilă, este introdus în cilindrul 2 și acționează asupra pis-

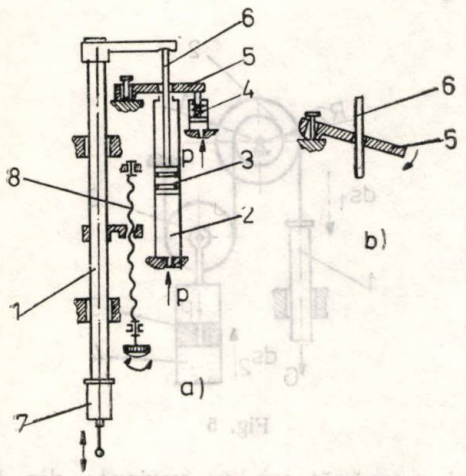


Fig. 2

tonului 3 cu o forță egală cu greutatea arborelui vertical. Tija pistonului 6 este rigidă și solicitată la compresiune.

Deplasarea arborelui vertical 1 se face manual, cu șurubul 8.

Sistemul este prevăzut cu un mecanism de blocare, de siguranță împotriva căderii arborelui vertical, atunci cînd au loc scăderi de presiune în rețeaua de alimentare. Sistemul în ansamblu este compact, precis și fiabil. Ca un neajuns al acestuia se remarcă abaterea de la cilindricitate a elementului 2, mică, pentru a înlătura frecările și pentru o deplasare uniformă.

În figura 3 este prezentată soluția de echilibrare folosită de Institutul I.O.S. Cracovia. Echilibrarea greutății arborelui vertical 1 se face tot prin intermediul forței de presiune, dezvoltată asupra cilindrului 4, mobil, față de pistonul fix 3. Soluția nu poate fi utilizată la mașini de dimensiuni mari, datorită dificultăților tehnologice de realizare a cilindrului 4, pe lungime mare.

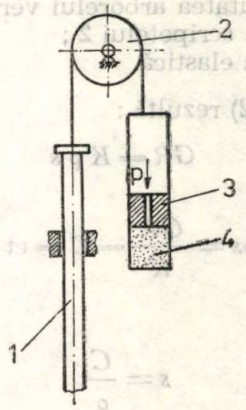


Fig. 3

Echilibrarea cu arc elicoidal de întindere

Greutatea arborelui vertical 1, cu accesoriile așezate pe el, este echilibrată prin scripetele 2 și cama 3, rigid fixate coaxial, de forța elastică ce apare odată cu întinderea arcului elicoidal 4. Este de fapt un echilibru de momente, și nu de forțe, așa cum reiese din figura 4.

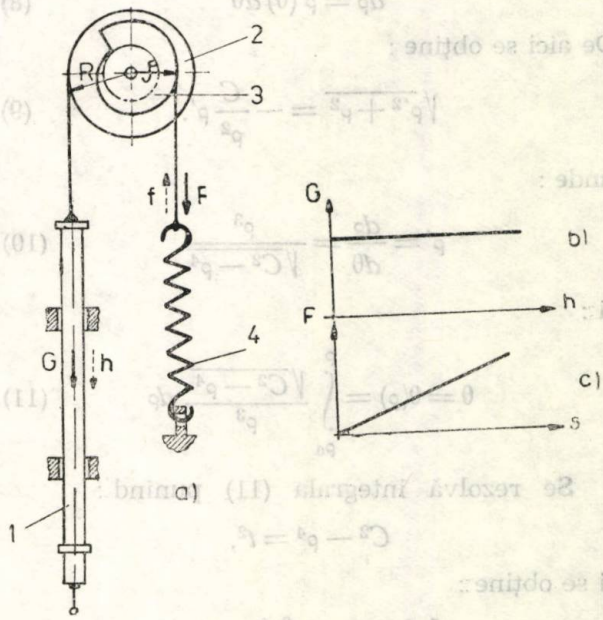


Fig. 4

Problema care este rezolvată în cele ce urmează constă în a determina profilul camei 3, astfel ca, în orice moment, să existe egalitatea :

$$GR = F\rho \qquad (1)$$

$$F = Ks \qquad (2)$$

unde :

K este constanta elastică a arcului ;
s este săgeata arcului ;
G este greutatea arborelui vertical ;
R este raza scripetelui **2** ;
F este forța elastică.

Din (1) și (2) rezultă :

$$GR = K\rho s \tag{3}$$

și :

$$\rho s = \frac{GR}{K} = C = \text{ct} \tag{4}$$

sau :

$$s = \frac{C}{\rho} \tag{5}$$

unde :

$\rho = \rho(\theta)$; θ — unghiul la centru al camei ;

$$ds = \frac{-C}{\rho^2} d\rho \tag{6}$$

Rezultă că :

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2} = \sqrt{\rho'^2 + \rho^2} \cdot d\rho \tag{7}$$

în care :

$$d\rho = \rho'(\theta)\, d\theta \tag{8}$$

De aici se obține :

$$\sqrt{\rho'^2 + \rho^2} = -\frac{C}{\rho^2}\rho', \tag{9}$$

unde :

$$\rho' = \frac{d\rho}{d\theta} = \frac{\rho^3}{\sqrt{C^2 - \rho^4}} \tag{10}$$

și :

$$\theta = \theta(\rho) = \int_{\rho_0}^{\rho} \frac{\sqrt{C^2 - \rho^4}}{\rho^3} d\rho \tag{11}$$

Se rezolvă integrala (11) punînd :

$$C^2 - \rho^4 = t^2,$$

și se obține :

$$\theta = -\frac{1}{2}\int \frac{t^2 dt}{(C^2 - t^2)\sqrt{C^2 - t^2}} + C_1 \tag{13}$$

Făcînd o nouă înlocuire,

$$t = C \sin \varphi \tag{14}$$

rezultă

$$\theta = -\frac{1}{2}(\operatorname{tg}\varphi - \varphi) + C_2 \tag{15}$$

În ecuația (15), revenind la variabila anterioară, se obține

$$\theta = -\frac{1}{2}\left[\operatorname{tg} \arcsin \frac{\sqrt{C^2 - \rho^4}}{C} - \arcsin \frac{\sqrt{C^2 - \rho^2}}{C}\right]\Bigg|_{\rho_0}^{\rho} \tag{16}$$

unde ρ_0 este raza minimă a camei, corespunzătoare unui unghi $\theta = 0$, la care se respectă egalitatea :

$$GR = K f_0 s_0$$

Pe această bază se poate trasa prin puncte profilul camei, fiind astfel satisfăcute relațiile (1) și (2), care stau la baza întregului sistem de echilibrare.

Echilibrarea utilizînd o metodă combinată

Soluția prezentată de autori este prezentată în figura 5.

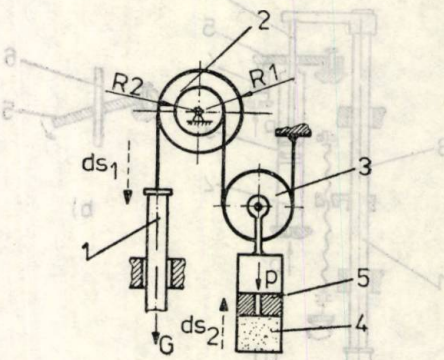


Fig. 5

Deși asemănătoare cu varianta din figura 3 și constructiv compusă din mai multe repere, ea poate fi realizată compact, cu greutate redusă și utilizată la mașini de măsurat de dimensiuni medii (Z — 1000 ... 1500 mm).

Arborele **1**, de greutate G, este echilibrat prin intermediul sistemului de scripeți **2** ficși și **3** mobil, de forța de presiune care acționează asupra cilindrului mobil **4**, care translatează peste pistonul fix **5**.

Avantajul soluției este dat de faptul că echilibrarea se poate realiza pentru încărcări variabile, prin sistemul de scripeți. Autorii au urmărit ca lungimea cilindrului să fie cît mai mică, pentru curse relativ mari ale arborelui vertical, așa după cum raportul $\frac{R_2}{2R_1}$ poate fi micșorat modificînd R_1 și R_2.

Astfel pentru o cursă a arborelui vertical de 1000 mm, alegînd $R_1 = 180$ mm și $R_2 = 72$ mm, se determină o cursă activă pentru cilindrul **4** de 200 mm, ușor de realizat tehnologic.

Concluzii

Soluțiile de echilibrare a greutății arborelui vertical al mașinii de măsurat în trei coordonate, expuse în lucrare, pot fi utilizate de proiectant în funcție de tipodimensiunea mașinii de măsurat și de posibilitățile tehnologice.

Pentru intervale de măsurare pe axa verticală, relativ mari, se recomandă metoda de echilibrare propusă, simplă și ușor de realizat tehnologic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.*: Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină, Editura Didactică și Pedagogică, București 1970.

[2] *x x x*: Prospecte firme: Mitutoyo, Japonia; C.E. Johansson, Suedia; I.O.S. Cracovia; DEA Italia.

CZ : 53.089.6:338.05

Asupra metodelor de etalonare a debitmetrelor destinate măsurării debitelor de lichide
Partea I

Șef lucr. ing. Aurel **CIOCÎRLEA-VASILESCU** — Institutul politehnic București

Introducere

Se poate aprecia faptul că astăzi se cheltuiesc mai mulți bani și se depune un efort mult mai mare la etalonarea debitmetrelor pentru lichide, în comparație cu etalonarea oricărui alt mijloc de măsurare [1, 2]. În lume se folosesc deja cîteva mii de instalații costisitoare pentru etalonarea debitmetrelor destinate măsurării debitelor de apă, ulei și combustibil și aproape săptămînal se instalează una nouă într-o ramură sau subramură industrială.

În ciuda importanței tehnico-economice referitoare la acest subiect, în literatura tehnică de specialitate nu sînt prea multe materiale scrise despre metodele de etalonare. Ca o necesitate actuală și viitoare privind tratarea unei astfel de teme, acest material încearcă să facă o trecere în revistă a metodelor curente de etalonare a mijloacelor de măsurare a debitelor, o discuție asupra avantajelor și dezavantajelor acestor metode, precum și asupra factorilor care afectează performanțele tuturor metodelor mai importante.

Debitmetrele se utilizează pentru două scopuri distincte potrivit celor două principii de măsurare pe care se bazează funcționarea traductoarelor lor [3]:

— pentru determinarea cantității totale de lichid care curge prin traductor (întîlnite cu precădere în industria petrolului unde se alocă zilnic sume importante de bani, pe baza citirii indicațiilor mijloacelor de măsurare);

— pentru determinarea vitezei fluidului prin traductor în orice moment de timp (întîlnite în special în procesele industriale).

Acest material se referă la etalonarea mijloacelor de măsurare a debitului destinate ambelor scopuri descrise succint mai sus.

Metode de etalonare

Din relația de definiție a debitului ca mărime derivată în sistemul internațional de unități de măsură (SI), metodele de măsurare a debitului aplicate în curgerea fluidelor pot fi grupate astfel: geometrică, volumetrică, gravimetrică, a explorării cîmpului de viteze și a porționării fluidului. Mărimile caracteristice indicate după prelucrarea informației de măsurare, grupate corespunzător metodelor de măsurare a debitelor, sînt redate în figura 1. Unitățile de măsură ale debitului de fluid, potrivit relației de definiție exprimată într-una din cele două forme cu aplicație tehnică, sînt $[L^3T^{-1}]$ respectiv $[MT^{-1}]$. Mărimile caracteristice indicate ca mărime de ieșire de către subansamblul de prelucrare a informației de măsurare pun în evidență, în mod explicit sau implicit, și alte unități de măsură cum ar fi [I], [0], astfel că deși debitul nu este o unitate de măsură fundamentală, măsurarea lui presupune aplicarea a cinci unități fundamentale din șapte existente în SI. Dacă la acestea se adaugă faptul că ecuațiile debitului de fluid, specifice metodelor și principiilor de măsurare, pun în evidență și alte mărimi caracteristice, practic în procesul măsurării debitelor sînt aplicate toate unitățile fundamentale ale SI.

Etalonarea unui debitmetru se face la fel ca și etalonarea oricărui alt mijloc de măsurare și constă în compararea indicațiilor date de aparat cu cele date de un mijloc de măsurare-etalon, avînd o clasă de precizie mult mai mare decît a celui care se etalonează, pentru aceleași condiții de măsurare ce caracterizează măsurandul (debit, greutate specifică, presiune, temperatură).

La transmiterea unității de măsură la debitmetre se acordă o atenție deosebită alegerii echipamentelor destinate măsurării mări-

milor caracteristice, după prelucrarea informației de măsurare, dintre care mai frecvente sînt cele pentru măsurarea volumelor și a intervalelor de timp. Pornind de la utilizarea debitmetrului se determină precizia cu care trebuie transmisă unitatea de măsură la

Marea varietate a sistemelor de etalonare care sînt folosite în mod curent în industrie impune o clasificare după două criterii și anume : în funcție de natura etalonului și în funcție de modul de funcționare al sistemului de etalonare.

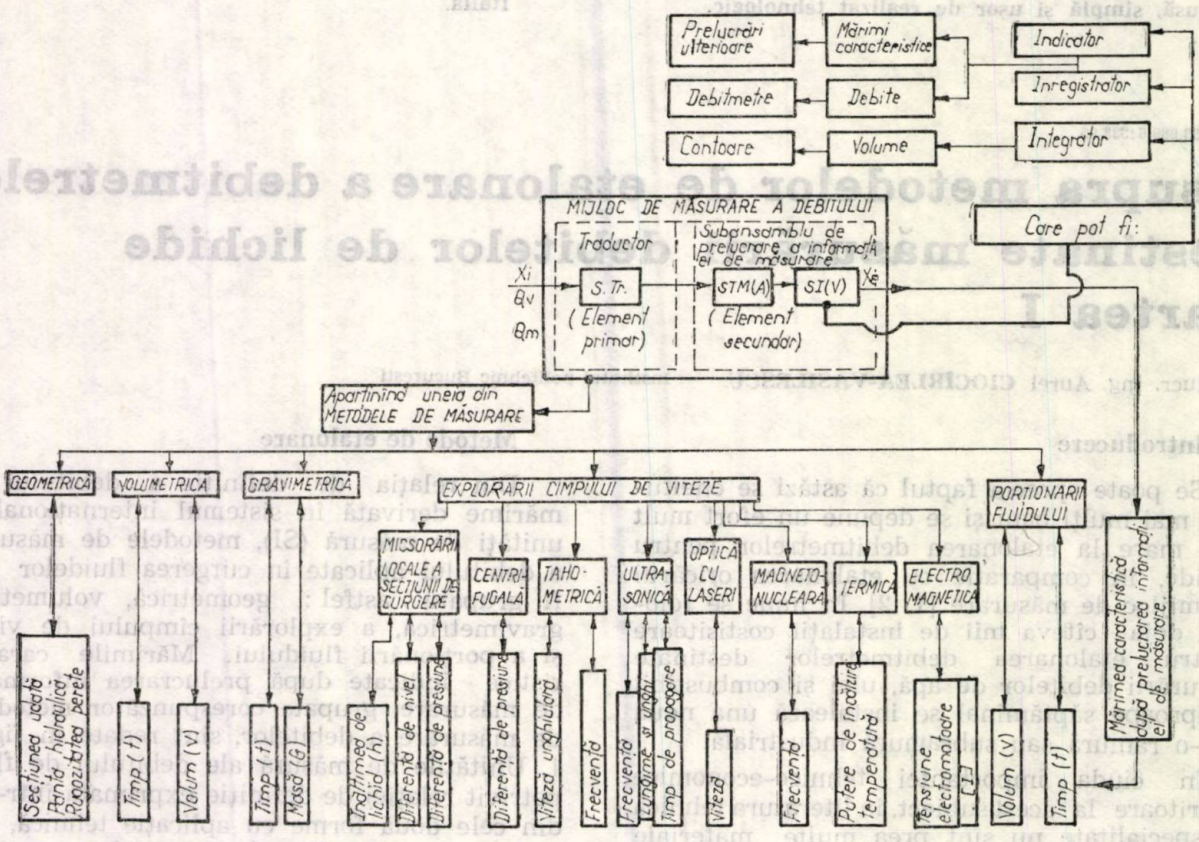


Fig. 1 Schema structurală a mijlocului de măsurare a bedițului și mărimile caracteristice (după prelucrarea informației) corespunzătoare metodelor de măsurare.

S.Tr. — subansamblu traductor ;
S.TM(A) — subansamblu de transmitere ; multiplicare (amplificare) ;
SI(V) — subansamblu de indicare (vizualizare) ;
X_i — mărime de intrare ;
X_e — mărime de ieșire ;
Q_V — debit volumetric ;
Q_m — debit masic.

aceste aparate. În cazul în care debitmetrul este indicator, unde importanța măsurării este de partea calității și nu a cantității, aparatul poate fi etalonat (verificat) cu un lichid de referință, iar corecțiile de densitate se fac cu ajutorul formulelor clasice specifice fiecărui tip de debitmetru, potrivit principiului funcțional. În cazul în care debitmetrul este folosit într-o aplicație unde precizia măsurării are o mare importanță, aparatul se etalonează chiar cu lichidul destinat a fi măsurat în realitate, sau se recurge la o simulare cinematică care să asigure o precizie cît mai ridicată.

După primul criteriu de clasificare se utilizează patru tipuri principale de etaloane : rezervoare gravimetrice și volumetrice, dispozitive bazate pe principiul etanșării conductelor și instrumente etalon. Există, de asemenea, și un etalon mixt caracterizat prin aceea că un instrument etalon este conectat în permanență cu unul din celelalte trei tipuri principale de etaloane formînd o unitate complexă.

După cel de-al doilea criteriu de clasificare există trei moduri de funcționare și anume : „strat-stop-instantaneu" (fluidul este inițial în repaus ; la începutul testului, curgerea este declanșată instantaneu și debitul prescris se

realizează cît mai repede posibil, întreaga cantitate de lichid curge prin debitmetru în etalon iar la sfîrșitul testului curgerea este întreruptă tot instantaneu ca și în momentul declanșării). Al doilea și al treilea mod de funcționare sînt grupate sub denumirea „start-stop-în flux" (fluidul curge constant prin aparat o perioadă anterioară momentului începerii testului ; pe durata testului și o altă perioadă după încheierea testului). Asemenea teste pot fi realizate în două variante, în funcție de modul de citire a indicațiilor etalonului, static sau dinamic. Dacă etalonul este citit static, lichidul în curgere trebuie determinat să ocolească etalonul atît înainte cît și după test și deversat în etalon numai pe durata testului, urmînd ca redarea cantității din etalon să fie făcută cînd lichidul din acesta se află în repaus. Atunci cînd etalonul este citit dinamic, lichidul este determinat să treacă permanent prin etalon (perioada anterioară începerii testului, pe durata lui și o perioadă după închiderea testului), iar masa sau volumul lichidului din etalon este citită în flux la momentele de început și de sfîrșit ale testului.

Sînt posibile numeroase combinații de etaloane și moduri de funcționare a lor, fapt pentru care vor fi tratate acele metode consirate ca avînd o importanță deosebită sau fiind larg utilizate. Schema transmiterii unității de debit la debitmetrele destinate măsurării debitelor de lichid este ilustrată în figura 2.

Sisteme „start-stop-instantaneu (S.S.I.)" volumetrice

Rezervorul volumetric în sistemul SSI este cel mai vechi etalon pentru etalonarea debitmetrelor volumetrice destinate măsurării debitelor de lichid, fiind des utilizat și în prezent în laboratoarele de măsuri și greutăți, în laboratoarele metrologice și în laboratoarele uzinale, pentru teste de separare a aerului în pompele de benzină cu injecție și pentru măsurarea debitelor mici de benzină.

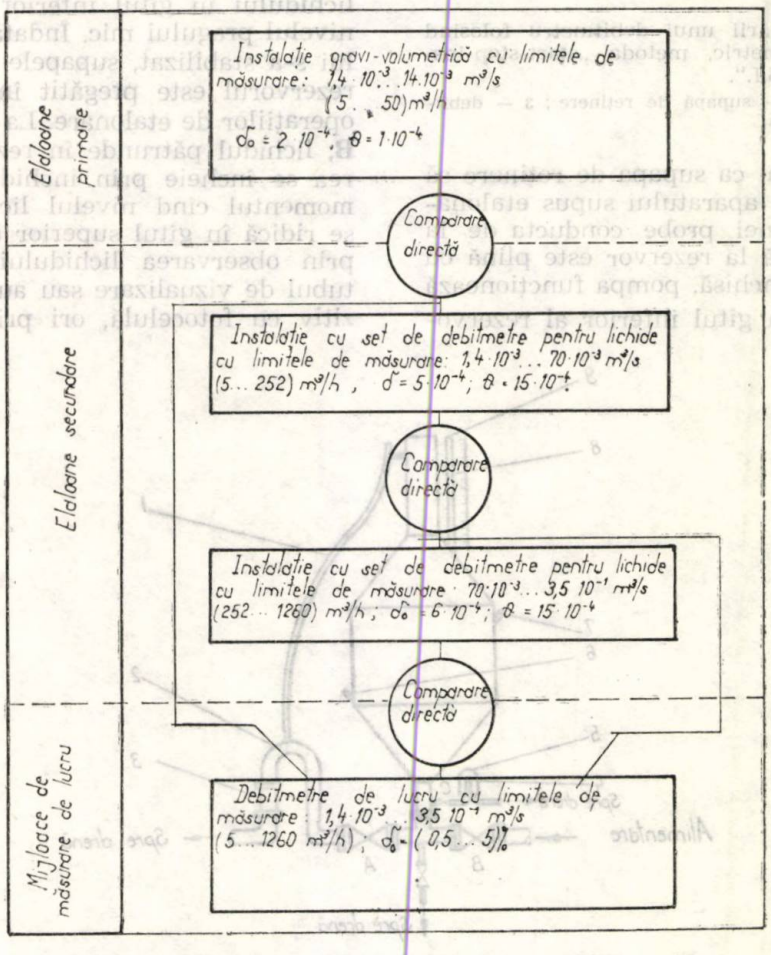


Fig. 2 Schema locală de transmitere a unității de măsură la debitmetrele pentru lichide.
σ_0 — abatere medie pătratică a rezultatului măsurăr
θ — eroare sistematică neexclusă.

Principiul metodei de etalonare este ilustrat în figura 3. Măsurandul trece prin aparatul supus etalonării apoi printr-o supapă de reținere și în final în cuva volumetrică, fie prin partea inferioară fie prin partea superioară a rezervorului. Pentru evitarea fenomenului de

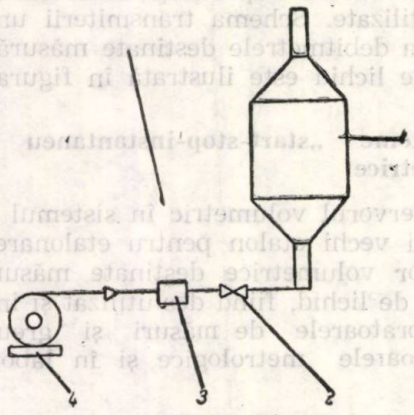


Fig. 3 Principiul etalonării unui debitmetru folosind un etalon volumetric, metoda „start-stop-instantaneu" — „S.S.I.".

1 — rezervor ; 2 — supapă de reținere ; 3 — debitmetru ; 4 — pompă.

cavitație este esențial ca supapa de reținere să fie așezată în avalul aparatului supus etalonării. La începutul unei probe conducta de la pompă aparat-supapă la rezervor este plină cu lichid, supapa este închisă, pompa funcționează și lichidul se află în gîtul inferior al rezervorului, la un nivel predeterminat reglat în mod obișnuit automat cu ajutorul unui dispozitiv de preaplin.

Pentru realizarea unei determinări experimentale, se efectuează citirea indicației inițiale a aparatului supus etalonării, sau se fixează alternativ scala aparatului la zero și apoi se deschide supapa cît mai repede posibil așteptîndu-se pînă cînd nivelul lichidului în rezervor ajunge în gîtul superior, moment în care se închide instantaneu supapa.

Volumul de lichid indicat de aparat ca trecut prin el în timpul determinării se compară cu volumul intrat în rezervor. Un exemplu tipic de rezervor etalon volumetric este reprezentat în figura 4.

Rezervorul poate fi golit prin deschiderea supapei **A** și a supapei **C**, în timp ce supapa **B** este închisă. Tubul sub formă de „U" răsturnat, așezat aval de supapa **A**, acționează ca un deversor (prag), astfel încît nivelul scade rapid la nivelul acestui tub și apoi scade mult mai lent la nivelul pragului mic din interiorul vizorului, așezat aval de mica supapă **C**. Nivelul lichidului în gîtul inferior se stabilizează la nivelul pragului mic. Îndată ce nivelul lichidului s-a stabilizat, supapele **A** și **C** se închid și rezervorul este pregătit în vederea începerii operațiilor de etalonare. La deschiderea supapei **B**, lichidul pătrunde în rezervor și determinarea se încheie prin închiderea supapei **B** în momentul cînd nivelul lichidului în rezervor se ridică în gîtul superior (moment determinat prin observarea lichidului care se ridică în tubul de vizualizare sau automat, cu un dispozitiv cu fotocelulă, ori prin intermediul unui dispozitiv conectat la aparatul supus etalonării). Înainte ca rezervorul să fie utilizat, trebuie etalonat, astfel ca indicațiile referitoare la

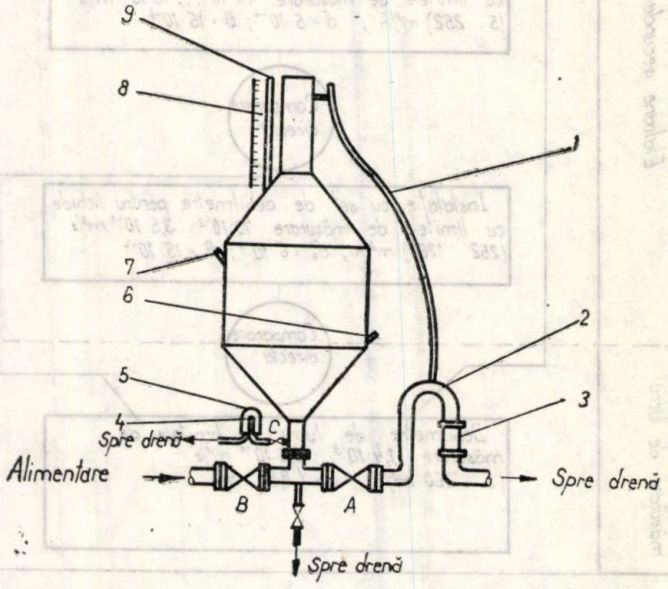


Fig. 4 Schița rezervorului etalon volumetric tipic metodei „start-stop-instantaneu".

1 — tub ruptor al sifonului ; 3, 4 — prag (deversor) mare, respectiv mic ; 3, 5 — vizor ; 6, 7 — locaș termometre ; 8 — scară gradată ; 9 — tub vizualizare.

nivelul lichidului în tubul de vizualizare să fie o măsură a volumului real aflat în rezervorul etalon. Etalonarea rezervorului se realizează de regulă prin umplerea lui pe la partea superioară prin picurarea repetată a apei cu ajutorul unei pipete mari. Rezervoarele de dimensiuni mari se etalonează în două etape folosind un alt rezervor de dimensiuni mai mici și etalonîndu-l, într-o primă etapă, pe acesta potrivit metodei descrisă mai sus, apoi, în etapa a doua, se etalonează rezervorul mare cu ajutorul celui mic etalonat.

Acest mod de funcționare „start-stop-instantaneu" are avantajul comun tuturor metodelor volumetrice și anume poate fi folosit pentru etalonarea directă a aparatelor folosite pentru măsurarea volumului total, deoarece nu se cere nici o măsurare a densității lichidului. Dezavantajul acestui mod, comun tuturor sistemelor „start-stop-instantaneu", constă în faptul că nu este potrivit pentru măsurarea debitului de lichid. Un dezavantaj important al metodei este că durata determinării se extinde din momentul în care supapa de reținere începe să se deschidă, pînă cînd aceasta este complet închisă. În consecință, debitul prin aparat este constant numai în timp ce supapa este complet deschisă. În perioadele de început și sfîrșit ale determinărilor experimentale (cînd supapa se deschide sau se închide), aparatul funcționează cu un debit micșorat. Deoarece aceste perioade sînt relativ scurte, numai o perioadă a operației de etalonare se desfășoară la debit micșorat. Cînd se etalonează un aparat bazat pe principiul porționării fluidului, efectul acestor perioade de debit micșorat este neglijabil, deoarece aceste tipuri de aparate nu sînt foarte sensibile la debite micșorate.

Performanțele debitmetrelor care au ca element sensibil al traductorului o turbină sînt afectate în mare măsură de debitele micșorate, folosirea metodei S.S.I. pentru aceste tipuri de aparate fiind posibilă numai utilizînd un rezervor foarte mare sau o supapă cu acțiune rapidă. Încercările de îmbunătățire a preciziei, prin aplicarea corecțiilor pentru perioada de debit micșorat, nu au condus la obținerea unui spor de precizie, în comparație cu volumul activităților depuse. O altă problemă (inerentă acestui mod de funcționare) este aceea că necesită un timp considerabil pentru ca lichidul necesar determinărilor experimentale să se usuce pe pereții interiori ai rezervorului volumetric etalon. La fiecare probă este nevoie de un timp fix de golire (de uscare); cînd rezervorul este golit, timpul dintre deschiderea și închiderea supapelor de golire **A** și **C** trebuie să fie același la fiecare determinare experimentală. Același timp de golire este necesar și pentru etalonarea inițială a rezervorului și este esențial ca măsurandul — (lichidul folosit pentru etalonare) — de obicei apă — să aibă o viscozitate apropiată de viscozitatea lichidului, cu care rezervorul volumetric etalon urmează să fie folosit. Cercetările experimentale efectuate pe plan mondial au arătat că rezervoarele din oțel moale, placat (căptușit) cu un cuzinet din rășină epoxidică, au caracteristici de uscare mai bune decît rezervoarele din oțel inoxidabil. Datorită problemelor legate de golire (uscare), rezervoarele volumetrice etalon nu se folosesc în mod obișnuit cu uleiuri viscoase. Modul de funcționare „start-stop-instantaneu", în operațiile de etalonare a mijloacelor de măsurare a debitului, este folosit mai mult ca o instalație de laborator, deși este frecvent folosit în domeniu, în situațiile în care condițiile de lucru nu sînt prea restrictive.

Sisteme „start-stop-în flux (SSF)" volumetrice

Deoarece rezervorul volumetric etalon este un dispozitiv pentru etalonarea aparatelor volumetrice destinate măsurării cantității de combustibil cînd sînt folosite în metoda S.S.I., ideea folosirii rezervorului volumetric în metoda S.S.F. pentru etalonarea debitmetrelor este realizabilă. Cu toate acestea, datorită dificultăților practice apărute și datorită preciziilor limitate obținute prin această metodă, se pare că a fost puțin folosită. Un asemenea sistem implicînd citirea statică a rezervorului volumetric a fost descrisă de Walles [7]. Precizia obținută cu un rezervor volumetric folosind S.S.F. cu citire dinamică a indicațiilor rezervorului a fost apreciată ca insuficientă pentru obținerea folosirii lui continuă și a fost depășită de alte metode [4]. Construcția implica panouri transparente în dreptul gîturilor (inferior și superior) ale rezervorului volumetric, precum și fascicule de lumină și fotocelule pentru a semnaliza momentele în care nivelul în gît atinge o valoare prescrisă.

Sisteme „SSI" gravimetrice

Componentele esențiale ale unui sistem gravimetric „SSI" sînt prezentate în figura 5, iar schema unei instalații de etalonare în figura 6.

Măsurandul este pompat dintr-un rezervor prin aparatul supus etalonării, o supapă de reglare a debitului, o supapă de reținere și un dispozitiv de nivel constant. După cîntărirea lichidului din acest rezervor, lichidul este răsturnat în rezervorul principal prin deschiderea unei supape care permite scurgerea prin gravitație în rezervor. Dispozitivul de nivel constant asigură ca exact același volum de lichid să fie în sistemul de conducte în aval de mijlocul de măsurare, la sfîrșitul determinării ca și la începutul ei. Există variate forme de

dispozitive de nivel constant printre care și forma „gît de lebădă" (fig. 7), mult utilizată în instalațiile experimentale. Toate dispozitivele

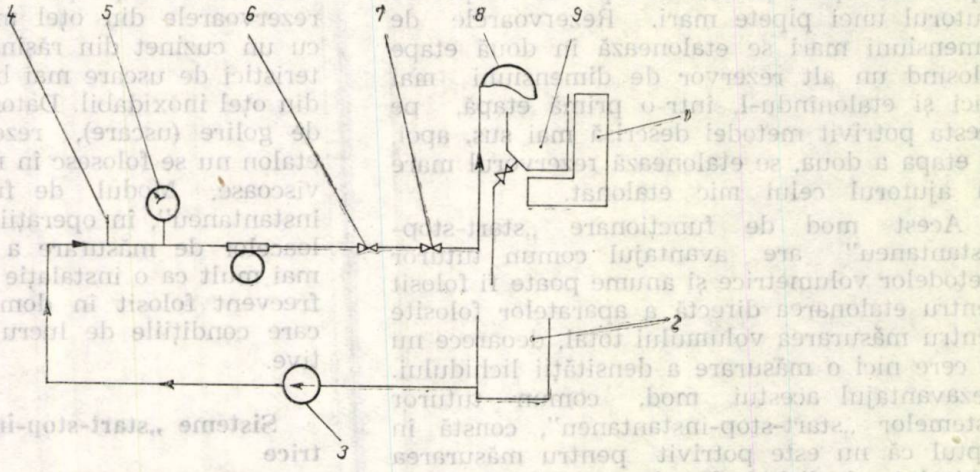


Fig. 5 Părți principale ale unui sistem „SSI" gravimetric de etalonare a debitmetrelor.
1 — cîntar ; 2 — rezervor principal ; 3 — pompă ; 4 — termometru ; 5 — manometru ; 6 — supapă de reglare a debitului ; 7 — supapă de reținere ; 8 — dispozitiv de nivel constant ; 9 — rezervor de cîntărire.

de nivel constant trebuie să conțină două deversoare (praguri), astfel încît în momentul cînd lichidul este oprit instantaneu, prin închiderea supapei, să se stabilizeze rapid la

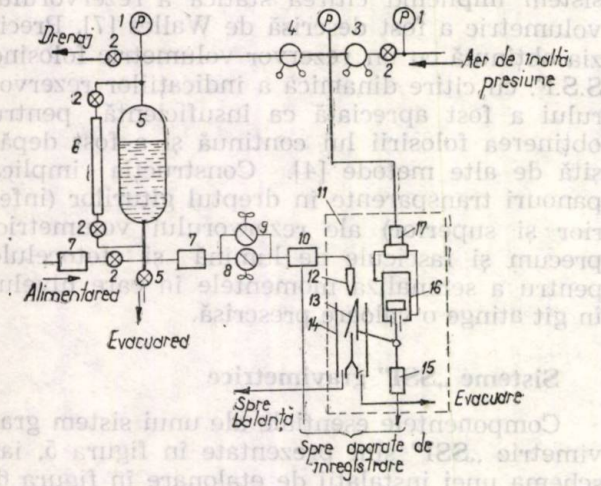


Fig. 6 Schema unei instalații de etalonare prin metoda gravimetrică.
1 — manometru ; 2 — ventil de închidere ; 3 — reductor de gaze ; 4 — stabilizator de presiune ; 5 — rezervor de lichid ; 6 — indicator de nivel ; 7 — filtru ; 8 — obturator pentru reglare grosieră ; 9 — obturator pentru reglare fină ; 10 — traductorul debitmetrului ; 11 — dispozitiv de basculare ; 12 — ajutajul conductei ; 13 — paleta basculantă ; 14 — cutie de distribuție ; 15 — comutator final ; 16 — cilindru pneumatic ; 17 — supapă electropneumatică de comandă.

nivelul devansorului mare și apoi să se retragă ușor la nivelul deversorului mic. Utilizarea unui singur deversor conduce la o funcționare nesatisfăcătoare, deoarece lichidul se stabilizează la un nivel inconstant la primul prag, ca o consecință a turbulenței create prin oprirea instantanee a debitului.

Sistemele gravimetrice utilizează, în general, apa ca măsurand. Nu sînt folosite pe scară largă pentru etalonarea aparatelor destinate măsurării debitului de combustibili cu hidrocarburi, deoarece trebuie cunoscută exact densitatea combustibilului care trece prin aparat, la temperatura la care se efectuează etalonarea. Rezervorul de cîntărire este cîntărit înainte și

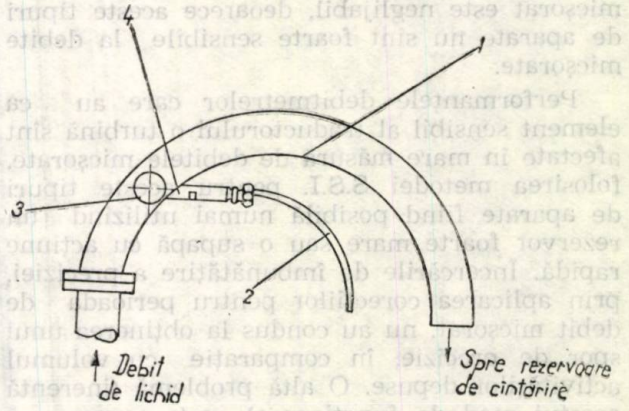


Fig. 7 Dispozitiv de nivel constant : „gît de lebădă".
1 — prag (deversor) mare ; 2 — tub flexibil ; 3 — vizoare ; 4 — prag mic.

după umplere, atunci cînd se folosesc uleiuri drept măsurand și astfel măsurarea nu este influențată de variațiile în cantitatea de lichid ce se scurge pe pereții rezervorului gol. Sistemul gravimetric prezintă acest avantaj față de cel volumetric și metoda de etalonare este potrivită utilizării unor lichide de viscozitate ridicată.

Sisteme „S.S.F." gravimetrice cu cîntărire statică

Esența unui astfel de sistem rezidă în existența dispozitivului de basculare în paralel a lichidului, ce determină lichidul din aparat să ocolească rezervorul de cîntărire în timpul perioadelor de accelerare a debitului, pînă la o valoare stabilă (constantă) și de decelerare la o valoare constantă la sfîrșitul determinării experimentale, dar deviază debitul constant în rezervorul de cîntărire pe un interval măsurat de timp. La debite foarte mici, o supapă solenoidală cu trei căi funcționează ca un dispozitiv de basculare în paralel. La debite mai mari sînt necesare asemenea dispozitive proiectate și, la debite foarte mari, acestea devin subansambluri complexe. În aceste dispozitive, lichidul este, de obicei, determinat să circule printr-o fantă, astfel încît apare ca un jet cu o secțiune transversală lungă și îngustă. O paletă (fig. 8) articulată (rabatabilă) este comandată să treacă

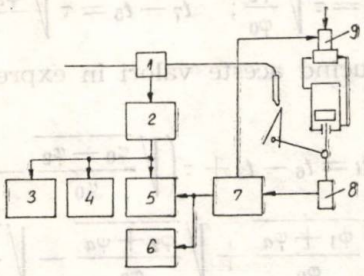


Fig. 8 Schema bloc a unei instalații de etalonat debitmetre.

1 — traductorul debitmetrului ; 2 — amplificator ; 3 — frecventmetru ; 4 — osciloscop ; 5 — contor de impulsuri ; 6 — cronometru ; 7 — bloc de comutație ; 8 — comutator final ; 9 — supapa electropneumatică de comandă.

foarte rapid prin jetul îngust, poziția paletei la începutul și sfîrșitul testului determină pornirea, respectiv, oprirea automată a unui traductor de timp. Aceasta înlesnește măsurarea debitului principal pe perioada deversării ca și a volumului total de lichid deversat în rezervorul de cîntărire.

Dispozitivul de basculare introduce în măsurarea debitului erori considerabile provocate de împroșcarea și evaporarea lichidului — în mod obișnuit apă, [6], dar și ulei, combustibil, [5], sau de inexactitate, datorate dereglării dispozitivului de basculare. Pentru eliminarea primelor două cauze este necesară asigurarea curgerii liniștite a lichidului. Cea de-a treia sursă de erori este cauzată de procesele tranzitorii care însoțesc comutările dispozitivului de basculare. Schema acestui dispozitiv și caracterul proceselor tranzitorii sînt prezentate în figura 9. În cîmpul desenului sînt folosite următoarele notații :

Q_{NOM} — debitul lichidului care trece prin instalație ;

Q_I (t) — debitul variabil al lichidului în rezervorul de măsurare în timpul cursei directe a paletei dispozitivului de basculare (la cuplarea dispozitivului la începutul determinărilor experimentale) ;

Q_{II} (t) — debitul în rezervorul de măsurare în timpul cursei de înapoiere a paletei.

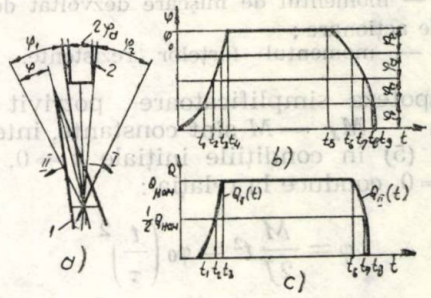


Fig. 9 Cu privire la erorile dispozitivului de basculare.

a) schema dispozitivului de basculare ; b) graficul deplasării paletei ; c) graficul umplerii rezervorului de măsurare

1 — paleta dispozitivului de basculare ; 2 — ajutajul conductei ; I, II — cursa directă, respectiv de înapoiere.

Cantitatea lichidului care ajunge în rezervorul de măsurare în timpul probei este dată de relația : (1)

$$V = Q_{NOM}(t_6 - t_3) + \int_{t_1}^{t_3} Q_I(t) + \int_{t_6}^{t_8} Q_{II}(t)\,dt$$

Comutatorul final cu care este dotată paleta cuplează cronometrul și controlul de impulsuri, pentru timpul dat de relația :

$$t_{NOM} = \frac{V}{Q_{NOM}} = t_6 - t_3 + \int_{t_1}^{t_3} \frac{Q_I(t)}{Q_{NOM}}\,dt +$$

$$+ \int_{t_6}^{t_8} \frac{Q_{II}(t)}{Q_{NOM}}\,dt \qquad (2)$$

Comutatorul final se acordează astfel ca pornirea și oprirea cronometrului să se producă în acele momente de timp, cînd muchia paletei se găsește exact la mijlocul curentului de lichid, corespunzător adică timpilor t_2 și t_7 (fig. 9, b) :

$$Q_I(t_2) = Q_{II}(t_7) = \frac{1}{2} Q_{NOM}, \qquad (3)$$

realizîndu-se măsurarea intervalului de timp t_i dat de relația :

$$t_i = t_7 - t_2 = (t_6 - t_3) + (t_3 - t_2) + (t_7 - t_6) \qquad (4)$$

Pentru aflarea valorii timpului t_i, se examinează ecuația mișcării paletei :

$$J\varphi'' = M_m - M_f \qquad (5)$$

unde :

J este momentul de inerție al părților mobile ale dispozitivului de basculare redus la axul de rotație a paletei ;

M_m — momentul de mișcare dezvoltat de mecanismul de acționare ;

M_f — momentul forțelor rezistente.

În ipoteza simplificatoare potrivit căreia J și $M_m - M_f = M$ sînt constante, integrarea ecuației (5) în condițiile inițiale $t = 0$, $\varphi = 0$ și $\varphi' = 0$, conduce la relația :

$$\varphi = \frac{M}{2J} t^2 = \varphi_0 \left(\frac{t}{\tau}\right)^2 \qquad (6)$$

unde :

$\varphi_0 = \varphi_1 + 2\varphi_a + \varphi_2$ este unghiul total de rotație a paletei ;

$\tau = \sqrt{\frac{2J\varphi_0}{M}}$ — timpul total parcurs de paletă.

Se pot nota acum legile modificării debitului de lichid la intrarea lui în rezervorul de măsurare în cursul proceselor tranzitorii :

— pentru cursa directă :

$$Q_I(t) = \begin{cases} 0 \\ Q_{NOM} \dfrac{\varphi_0}{2\varphi_a} \left(\dfrac{t}{\tau}\right)^2 \\ Q_{NOM} \end{cases} \qquad (7)$$

pentru $t < t_1$

pentru $t_1 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_1}{\varphi_0}} < t < t_3 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_1 + 2\varphi_a}{\varphi_0}}$

pentru $t > t_3$

— pentru cursa de întoarcere :

$$Q_{II}(t) = \begin{cases} Q_{NOM} \\ Q_{NOM} \left[1 - \dfrac{\varphi_0}{2\varphi_a} \left(\dfrac{t}{\tau}\right)^2\right] \\ 0 \end{cases} \qquad (8)$$

pentru $t < t_8$

pentru $t_6 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_2}{\varphi_0}} < t < t_8 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_2 + 2\varphi_a}{\varphi_0}}$

pentru $t < t_6$

Scrierea acestor relații s-a făcut pe baza următoarelor ipoteze :

1) unghiul φ_0 este suficient de mic ($\operatorname{tg} \varphi_0 \approx \varphi_0$) ;

2) ajutajul din care se scurge lichidul are secțiunea dreptunghiulară, iar profilul vitezei jetului este uniform.

Introducînd relațiile (7) și (8) în relația (2) și ținînd seama că $\varphi_1 - 2\varphi_a = \varphi_0 - \varphi_2$ și că $\varphi_2 + 2\varphi_a = \varphi_0 - \varphi_1$, rezultă :

$$t_{NOM} = (t_6 - t_3) + \tau \left(\sqrt{\frac{\varphi_0 - \varphi_1}{\varphi_0}} - \sqrt{\frac{\varphi_2}{\varphi_0}} \right) +$$

$$+ \tau \frac{\varphi_0}{6\varphi_a} \left[\left(\frac{\varphi_0 - \varphi_2}{\varphi_0} \right)^{3/2} - \left(\frac{\varphi_0 - \varphi_1}{\varphi_0} \right)^{3/2} + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_0} \right)^{3/2} - \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_0} \right)^{3/2} \right]$$

Calculul lui t_i se obține calculînd timpii care-l compun, din relația (6) ;

$$t_2 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_1 + \varphi_a}{\varphi_0}} ; \quad t_3 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_1 + 2\varphi_a}{\varphi_0}}$$

$$t_6 - t_5 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_2}{\varphi_0}} ; \quad t_7 - t_5 = \tau \sqrt{\frac{\varphi_2 + \varphi_a}{\varphi_0}}$$

Introducînd aceste valori în expresia (4) se obține :

$$t_i = t_6 - t_3 + \tau \left(\sqrt{\frac{\varphi_0 - \varphi_2}{\varphi_0}} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{\frac{\varphi_1 + \varphi_a}{\varphi_0}} + \sqrt{\frac{\varphi_2 + \varphi_a}{\varphi_0}} - \sqrt{\frac{\varphi_2}{\varphi_0}} \right)$$

Diferența între t_i și t_{NOM} o constituie relația :

$$\Delta_1 t = t_i - t_{NOM} = \tau \left(\sqrt{\frac{\varphi_0 - \varphi_2}{\varphi_0}} - \right.$$

$$\left. - \sqrt{\frac{\varphi_0 + \varphi_1}{\varphi_0}} + \sqrt{\frac{\varphi_2 + \varphi_a}{\varphi_0}} - \sqrt{\frac{\varphi_1 + \varphi_a}{\varphi_0}} \right) -$$

$$- \tau \frac{\varphi_0}{6\varphi_a} \left[\left(\frac{\varphi_0 - \varphi_2}{\varphi_0} \right)^{3/2} - \left(\frac{\varphi_0 - \varphi_1}{\varphi_0} \right)^{3/2} + \right.$$

$$\left. + \left(\frac{\varphi_2}{\varphi_0} \right)^{3/2} - \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_0} \right)^{3/2} \right] \qquad (9)$$

Din aceste relații rezultă următoarele concluzii :

1) eroarea $\Delta_1 t$ apare ca urmare a inegalității unghiurilor φ_1 și φ_2 (în caz contrar, $\varphi_1 = \varphi_2$, $\Delta_1 t = 0$) ;

2) trebuie căutat să se obțină viteze unghiulare ale paletei dispozitivului de basculare cît mai mari deoarece $\tau \to 0$ implică și $\Delta_1 t \to 0$;

3) eroarea scade pe măsura micșorării rapoartelor φ_a/φ_1 și φ_a/φ_2 lucru ce implică forma ajutajului conductei : cît mai plat.

Relația (9) nu este suficient de convenabilă pentru determinarea valorii erorii. De aceea notînd $\varphi_1 - \varphi_2 = 2\Delta\varphi$ se poate considera că eroarea de acordare a dispozitivului de basculare este mică față de unghiul φ_0. Atunci

descompunînd termenii relației (9) în șiruri exponențiale se determină relația simplificată (aproximativă) :

$$|\Delta_1 t| \leqslant \tau \frac{\Delta\varphi}{2\varphi_a}$$

Erorile dispozitivului de basculare sînt legate și de inexactitatea acordării comutatorului final. Din această cauză cuplarea și decuplarea cronometrului nu se produc exact în acele momente de timp cînd munchia paletei întretaie mijlocul jetului de lichid, ci ceva mai devreme sau mai tîrziu. Dacă se notează erorile în pozițiile unghiulare ale paletei în momentul declanșării comutatorului final prin $\Delta\varphi_I$ și $\Delta\varphi_{II}$, pentru cursa directă și respectiv de întoarcere, se consideră aceste erori ca pozitive, atunci cînd comutarea se produce cu întîrziere și negative, atunci cînd se produce cu anticipare.

Cosiderînd $\varphi_1 \approx \varphi_2$ se obține relația :

$$\Delta_2 t = \tau \left(\sqrt{\frac{0{,}5\varphi_0 + \Delta\varphi_{II}}{\varphi_0}} - \sqrt{\frac{0{,}5\varphi_0 + \Delta\varphi_I}{\varphi_0}} \right) \approx$$

$$\approx \tau \frac{(\Delta\varphi_I - \Delta\varphi_{II})\sqrt{2}}{2\varphi_0} \qquad (10)$$

Relația (10) confirmă că eroarea dispozitivului de basculare scade dacă viteza unghiulară a paletei crește.

Prin urmare nu există dificultăți de principiu care ar împiedica creșterea preciziei dispozitivelor de basculare pînă la orice nivel dorit. Pentru asigurarea unei precizii ridicate a întregii instalații de etalonare a debitmetrelor se impune o precizie corespunzătoare de cîntărire a lichidului și asigurarea unei bune stabilități a alimentării cu lichid. Practic, se poate obține scăderea erorilor instalației de etalonare de acest tip pînă la un nivel de $\pm(0{,}05 \ldots 0{,}1)\%$. Asemenea instalații de etalonare sînt proiectate, de obicei, astfel încît jetul și paleta dispozitivului de basculare să fie în plan vertical. Totuși, pentru economisirea spațiului pe verticală, în cazul unor instalații mari (cantități de circa 50 t), care realizează debite de circa 1,5 m^3/s, jetul de lichid este aproape orizontal (fig. 10).

Precizia ce se poate obține prin această metodă de măsurare a debitului și a volumului total este limitată de precizia cu care poate fi măsurat timpul de basculare. Chiar și cele mai reușite proiecte de dispozitive de basculare necesită un timp finit pentru a trece prin jet și cu cît este mai mare rezistența, cu atît e probabil ca timpul de funcționare să fie mai mare. În consecință, debitul ce intră în rezervorul de cîntărire crește de la zero la un debit maxim, rămîne constant pentru o perioadă de timp și scade apoi la valoarea zero, ca în reprezentarea grafică din figura 11. Volumul total ce intră în rezervor este dat de aria de sub curba *ABCD*. Pentru o măsurare precisă este necesar ca mecanismul de basculare să deter-

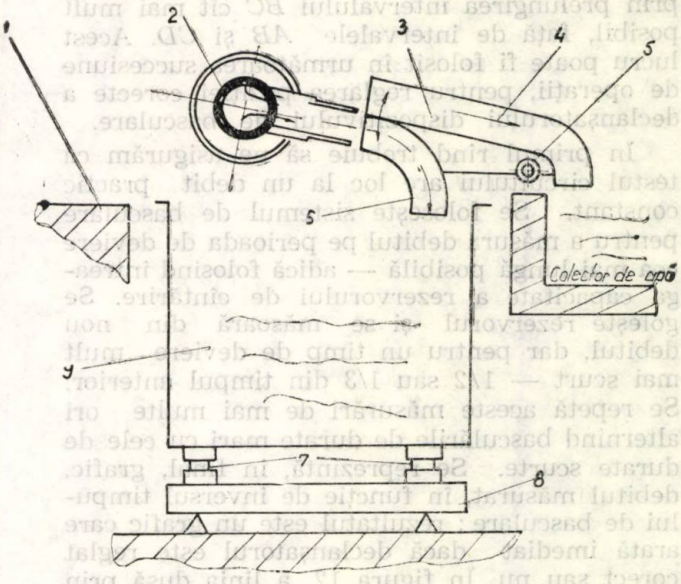


Fig. 10 Sistem de basculare la rezervoare de cîntărire mari (50 t).
1 — nivel parter ; 2 — supapă de control cu secțiune circulară ; 3 — dispozitiv de basculare în paralel ; 4 — retur ; 5 — lagăr oscilant (pivot) ; 6 — conducta către rezervorul de cîntărire ; 7 — greutăți ; 8 — balanță ; 9 — rezervor.

mine un interval de timp *EH*, astfel încît aria dreptunghiului *EFGH* să fie egală cu aria de sub curba *ABCD*. Pentru realizarea acestui deziderat, este necesar ca declanșatorul mon-

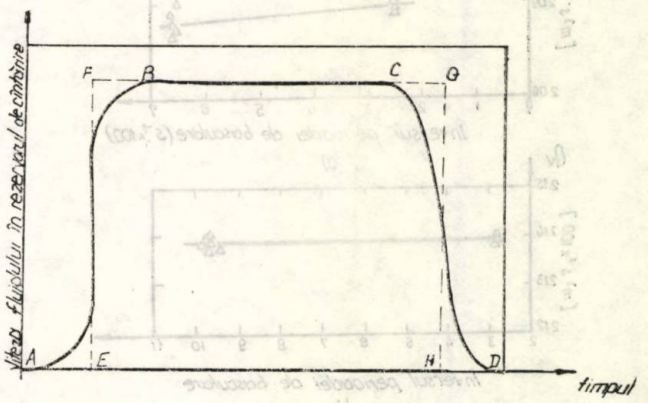


Fig. 11 Variația debitului ce intră în rezervorul de cîntărire într-o etalonare „S.S.F.".

tat pe paleta basculantă să fie reglabil. Dacă declanșatorul comandă traductorul în momentul de timp corespunzător poziției mediane a deplasării paletei, condiția egalității celor două arii este îndeplinită numai dacă mișcarea paletei, cît și profilul jetului de lichid sînt simetrice față de punctul mediu (lucru ce nu se întîmplă, de obicei). În consecință, poziția la care declanșatorul comandă trebuie reglată,

pînă cînd se ajunge la punctul median (ca efect al paletei) și nu la cel geometric. Din figura 11 rezultă că eroarea provenită de la un declanșator incorect reglat poate fi redusă prin prelungirea intervalului *BC* cît mai mult posibil, față de intervalele *AB* și *CD*. Acest lucru poate fi folosit în următoarea succesiune de operații, pentru reglarea poziției corecte a declanșatorului dispozitivului de basculare.

În primul rînd trebuie să ne asigurăm că testul circuitului are loc la un debit practic constant. Se folosește sistemul de basculare pentru a măsura debitul pe perioada de deviere cea mai lungă posibilă — adică folosind întreaga capacitate a rezervorului de cîntărire. Se golește rezervorul și se măsoară din nou debitul, dar pentru un timp de deviere mult mai scurt — 1/2 sau 1/3 din timpul anterior. Se repetă aceste măsurări de mai multe ori alternînd basculările de durate mari cu cele de durate scurte. Se reprezintă, în final, grafic, debitul măsurat, în funcție de inversul timpului de basculare ; rezultatul este un grafic care arată imediat dacă declanșatorul este reglat corect sau nu. În figura 12, a linia dusă prin punctele experimentale este înclinată, ceea ce pune în evidență reglarea incorectă a declanșatorului, în timp ce în figura 12, b linia este orizontală și indică o reglare corectă.

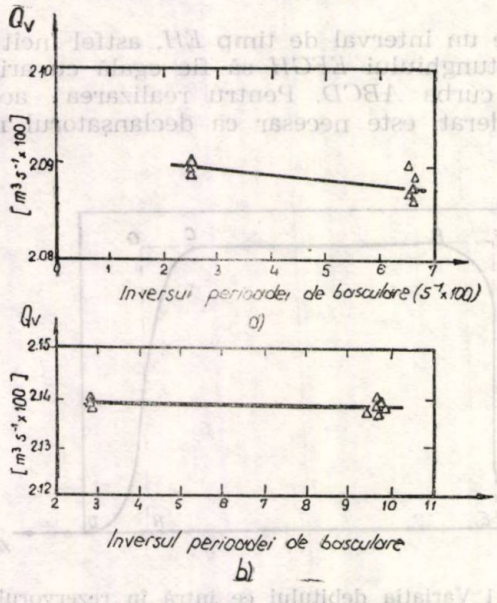


Fig. 12 Rezultatele unui test de reglare a declanșatorului dispozitivului de basculare.
a) declanșator incorect reglat ; b) declanșator corect reglat

În figura 12 se văd mai multe erori întîmplătoare în rezultatele testului, la timpi de deviere mai mici. Datorită acestui fapt, există o limită a preciziei cu care poate fi reglat declanșatorul, rezultînd existența unei incertitudini sistematice provenită totdeauna din reglarea declanșatorului dispozitivului de basculare. Atunci cînd aceste erori sistematice se compun cu erorile aleatoare, aceasta conduce la o incertitudine de circa $\pm 0{,}1\%$ într-un sistem de basculare tipic, ceea ce este mult mai rău decît incertitudinea totală a celor mai bune mecanisme de etalonare S.S.I. Din acest motiv sistemele de basculare de obicei sînt folosite numai în laboratoarele a căror preocupare principală o constituie etalonarea debitmetrelor. Dacă precizia lor este acceptabilă, pot fi folosite și pentru etalonarea controalelor, care au drept mărime de ieșire un semnal electric, care poate acționa dispozitivul de basculare. Sistemele de basculare nu sînt potrivite pentru etalonarea contoarelor care trebuie citite de operator (cele ce nu au mărimea de ieșire un semnal electric). Sistemele se folosesc mai des cu mijloace de cîntărit de tip balanță romană, care necesită o reetalonare aproximativ odată pe an.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciocîrlea-Vasilescu, A.* : Stadiul actual al sistemelor de determinare a debitului, Referat în cadrul doctoratului, Institutul Politehnic București, 1981.

[2] *Ciocîrlea-Vasilescu A* : Metode și mijloace experimentale folosite în tehnica actuală pentru măsurarea debitelor, Referat în cadrul doctoratului, Institutul Politehnic București, 1982.

[3] *Ciocîrlea-Vasilescu, A. și colectiv* : Considerații asupra alegerii elementelor primare ale debitmetrelor, în „Construcția de mașini", 34 (1982), nr. 12, p. 671 . . . 680.

[4] *Hunter, I.J.* : A liquid level detector and timer for use with a volumetric calibrating tank', Instrum Pract, 1961, 15 (1), 49—55.

[5] *Sira, I.* : Flow Measurement Service. London : Sira Institute, 1974.

[6] *Spencer, E.A., Hayward, A.T.J.* : 'The accurate calibration of flowmeters with water', Traus Soc Instrum Tech, 1957, 9 (1), 1—12.

[7] *Walles, K.F.A.*': The long term repetability of positive displacement liquid flowmenters', Paper B—4, Conf. Fluid Flow Measurement in the Mid — 1970 s. East Kilbride : National Engineering Laboratory, 1975.

CZ : 534.632

Cîteva soluții constructive de traductori de vibrații cu masa seismică

Ing. Ștefan ȘERBAN — I.A.U.C. București

În principiu, vibrațiile (unui corp, ale unei structuri) se măsoară în raport cu un punct fix din spațiu, numit referință sau „punct de zero". Aparatele care servesc acestui scop se pot grupa în două mari clase :

1. aparate cu punct fix ;
2. aparate seismice.

Aparatele din prima categorie au un punct legat de un reper fix, iar altul legat (mecanic, electric, optic etc.) de corpul a cărui mișcare se măsoară. Cea de-a doua categorie, cu un sistem oscilant format dintr-o masă „seismică" și un arc, au corpul legat de elementul a cărui vibrație o măsurăm ; măsurarea rezultă din mișcarea masei seismice în raport cu corpul aparatului.

Construcția de principiu a unui aparat de tip seismic este dată în figura 1. S-a notat :

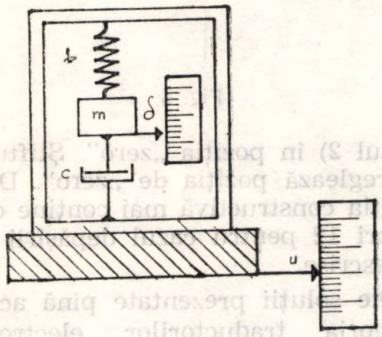


Fig. 1

k = constanta elastică a arcului ce susține masa seismică ;

m = masa seismică ;

c = coeficientul de amortizare (amortizorul poate fi de unul din tipurile cunoscute în literatura de specialitate) ;

δ = deplasarea relativă (a masei seismice) ;

u = deplasarea absolută (a carcasei traductorului).

În această categorie, două sînt tipurile de traductori luați în considerație aici :

— traductori electrodinamici (generatori) ;

— traductori inductivi (pasivi).

Se propun cîteva soluții constructive de traductori cu masă seismică, la care noutatea constă în susținerea masei seismice pe reazeme elastice, tip membrană elastică gofrată decupată (fig. 2), sau sector de membrană (fig. 3) Avantajele acestui tip de reazeme, pentru construcțiile propuse, sînt :

— deformații remanente neglijabile, chiar la săgeți mari ;

— stabilitate mare a caracteristicii la acțiunea deformațiilor ;

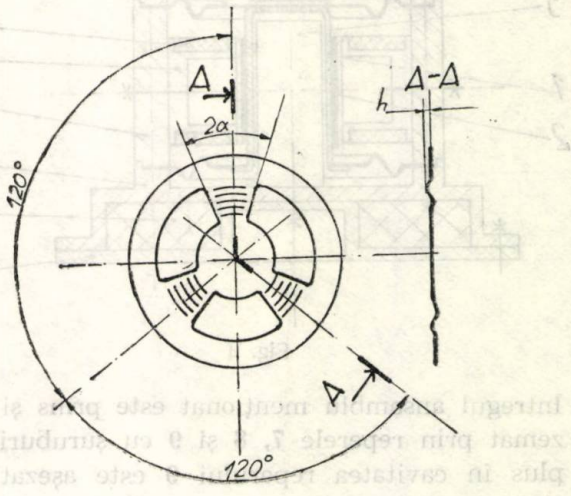


Fig. 2

— asigură atît ghidarea axială cît și radială ;

— eliminarea jocurilor ;

— absența uzurii ;

— nu necesită întreținere ;

— insensibilitate la impurități.

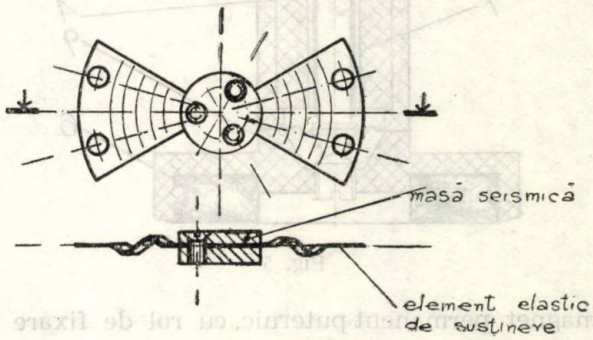


Fig. 3

Prima soluție propusă (fig. 4) are ca element principal bobina mobilă **1**, solidară cu suportul **2** care joacă rolul de masă seismică, susținută de elementele elastice **6** de tipul din figura 1. Miezul magnetic **3** are rolul de a concentra fluxul magnetic în zona bobinei

mobile (poate fi și magnet permanent cu mare stabilitate în timp). Bobina de cîmp **4,** înfășurată pe suportul **5,** generează cîmpul magnetic staționar în care vibrează bobina mobilă.

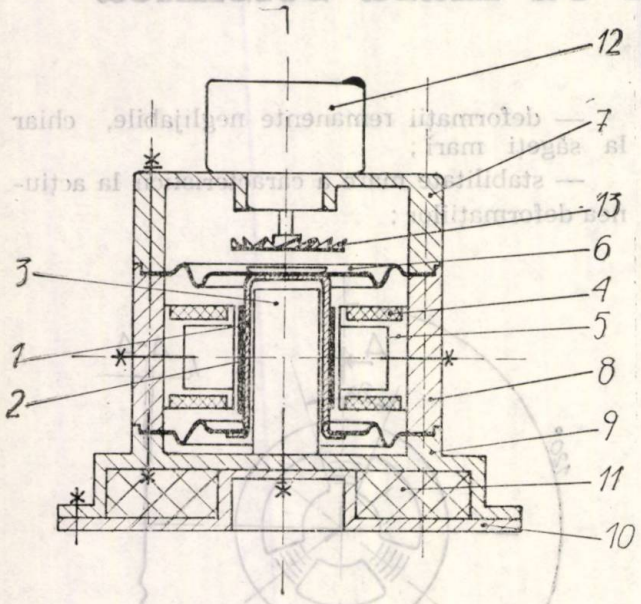


Fig. 4

Întregul ansamblu menționat este prins și rezemat prin reperele **7, 8** și **9** cu șuruburi. În plus în cavitatea reperului **9** este așezat un

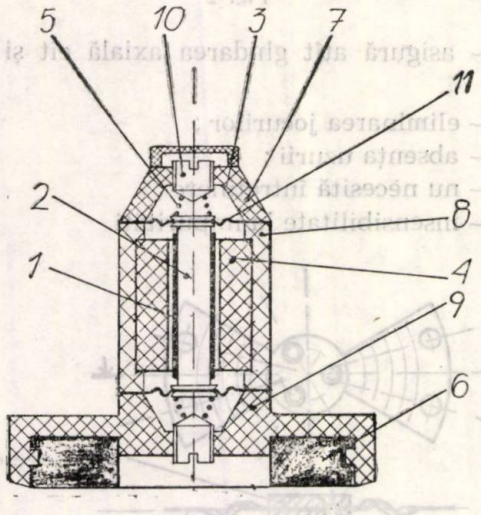


Fig. 5

magnet permanent puternic, cu rol de fixare a întregului subansamblu de structura a cărei vibrație o măsurăm (cînd fixarea prin șuruburi nu este posibilă). Magnetul este fixat rigid de reperul **9** prin strîngerea cu placa de bază **10.** Opțional, prinderea pe structură se poate face și prin șuruburi ce trec prin găurile corespunzătoare din reperele **9** și **10.** Reperul **12** este un micromotor de răcire (cu paletele **13**).

A doua soluție constructivă propusă (fig. 5) este asemănătoare cu prima, cu deosebirea că locul bobinei de cîmp este luat de magnetul permanent 4 și, în plus, soluția de față are o pereche de arcuri elicoidale conice **5,** ce au rolul de a menține echipajul mobil (bobina **1**

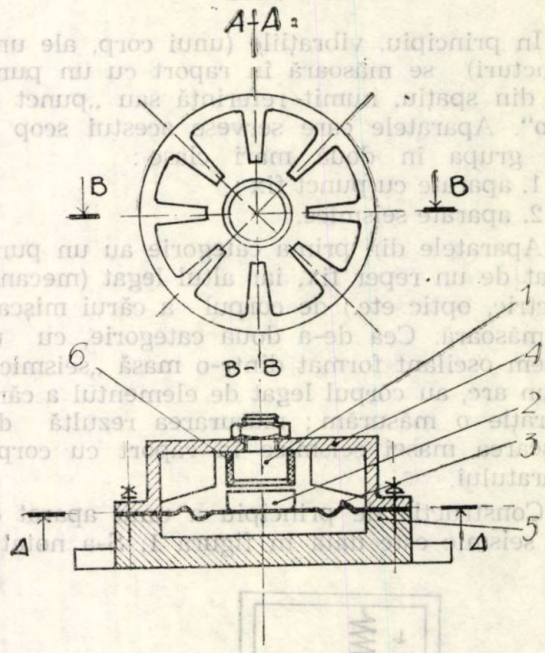


Fig. 6

și suportul 2) în poziția „zero". Știfturile filetate 10 reglează poziția de „zero". De asemenea, soluția constructivă mai conține o pereche de opritori 12 pentru cazul depășirii amplitudinii prescrise.

Ambele soluții prezentate pînă acum intră în categoria traductorilor electrodinamici.

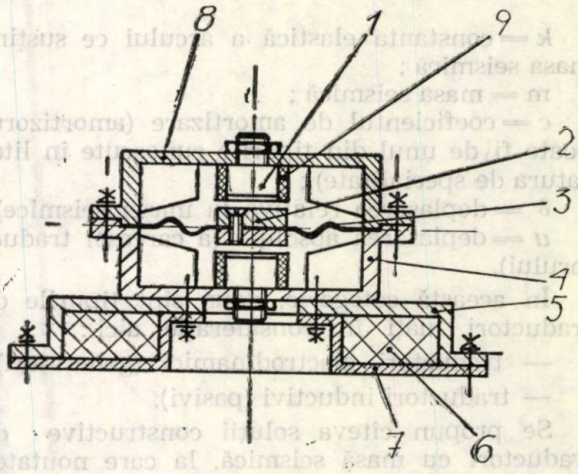


Fig. 7

Următoarele două soluții ce vor fi prezentate fac parte din categoria traductori inductivi. Aceste soluții se caracterizează prin faptul că

informația (vibrația) dată de echipajul mobil (masa seismică) este sesizată și transformată în semnal electric de unul sau doi traductori (captori) inductivi de deplasare.

Prima soluție (fig. 6) comportă un traductor inductiv de deplasare **1** fixat pe o carcasă nervurată **4** traductorul fiind montat într-un manșon protector cu rol de opritor, pentru cazul cînd s-ar depăși amplitudinea prescrisă. Masa seismică **2**, este prinsă cu șuruburi de elementul elastic de reazem **3**.

Cea de-a doua soluție constructivă (fig. 7) are caracteristică folosirea a doi traductori inductivi de deplasare **1** montați diferențial. Avantajul constă în mărimea sensibilității traductorului de vibrații astfel obținut. Cele două carcase **4** sînt nervurate pentru a fi stabile la vibrații (pulsația de rezonanță a carcasei $\neq$ pulsația de rezonanță a echipajului mobil). Prinderea traductorului de vibrații pe structura cercetată se face cu ajutorul magnetului permanent **6**, sau cu șuruburi ce trec prin reperele **5** și **7** și se înșurubează în găurile filetate anume făcute în structura ce se măsoară.

Traductorii (captorii) de vibrații seismice la care lăgăruirea se face cu ajutorul membranelor metalice gofrate (sau sectoare de membrană) au atît avantaje economice (economice valutară), cît și constructive.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Harris, C.M., Crede, C.E.*: Șocuri și vibrații (traducere din limba engleză), Editura Tehnică, București, 1968.

[2] *Demian, Tr.*: Elemente constructive de mecanică fină, Editura didactică și pedagogică, București, 1980.

CZ : 621.753:681

Cu privire la precizia de poziționare a dispozitivelor de ghidare ale roboților industriali

Prof. dr. ing. Francisc **KOVÁCS** — Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timișoara

Aplicațiile industriale ale instalațiilor pentru operații humanoide (IOH) necesită executarea operațiilor cu o precizie prescrisă. Această precizie înseamnă realizarea întocmai a tuturor mărimilor ce caracterizează operațiile respective, în conformitate cu prevederile proiectului, instalației și programului introdus și menținerea în timp a acestor mărimi.

Precizia manipulatoarelor și a roboților industriali se apreciază prin intermediul erorilor. Se înțelege, prin eroare, diferența dintre mărimea necesară de realizat și mărimea efectiv realizată.

Eroarea de poziție este un vector care are ca punct de aplicație poziția cerută a punctului caracteristic și ca vîrf poziția efectiv realizată.

Eroarea de direcție este un unghi care are ca laturi pozițiile cerută și realizată ale dreptei caracteristice. Uneori se indică și planul, respectiv sensul de măsurare al acestui unghi.

Erorile de poziție (a punctului caracteristic, respectiv de direcție a dreptei caracteristice) ale unui manipulator sau robot industrial pot fi determinate de erorile pozițiilor relative ale elementelor cuplelor cinematice conducătoare, de jocurile în cuplele cinematice, de deformațiile elementelor, de variațiile de temperatură și de oscilațiile sistemului mecanic, de acționare și de comandă.

Se înțelege, prin eroarea poziției relative a elementelor cuplelor cinematice conducătoare, diferența liniară sau unghiulară între poziția relativă și cea necesară a acestor elemente. Această eroare poate fi cauzată de erorile sau întîrzierile cu care se emit comenzile de către sistemul de comandă, de erori și întîrzieri în funcționarea sistemului de acționare, de jocurile din transmisie și este dependentă de poziția mecanismului generator de traiectorie.

Pentru un mecanism generator de traiectorie, avînd la bază un lanț cinematic deschis, calculul erorii de poziție a punctului caracteristic, datorită erorilor pozițiilor relative ale elementelor cuplelor cinematice conducătoare, se poate face, într-o anumită poziție a mecanismului generator de traiectorie, cu relația :

$$\Delta\bar{r}_{M_{t,\,t+1}} = \bar{r}_{M_{t+1}} - \bar{r}_{M_t} = \Delta\bar{r}_{1t,\,t+1} + \Delta\bar{r}_{2t,\,t+1} + \ldots + \Delta\bar{r}_{it,\,t+1} \qquad (1)$$

unde $\Delta\bar{r}_{it,\,t+1}$ este componenta erorii de poziție care depinde de eroarea pozițiilor relative ale elementelor cuplei cinematice conducătoare i, $i + 1$.

Pentru un mecanism generator de traiectorie, care are la bază un lanț cinematic închis, eroarea de poziție a punctului caracteristic, datorată erorilor poziţiilor relative ale elementelor cuplelor cinematice conducătoare, se calculează cu metodele analizei cinematice a mecanismelor plane desmodrome, erorile poziţiilor relative ale elementelor fiind asimilate unor mișcări ale acestor cuple cinematice.

Pentru mecanismele generatoare de traiectorie, care au la bază un lanț cinematic parțial deschis, eroarea de poziție a punctului caracteristic se va calcula ca suma vectorială a erorilor care se datoresc porțiunii deschise și porțiunii închise a lanțului cinematic.

Se înțelege prin jocul dintr-o cuplă cinematică distanța dintre zonele de contact ale acesteia, considerate în poziția relativă medie.

În vederea determinării erorii de poziție a punctului caracteristic datorată jocurilor în cuplele cinematice, trebuie cunoescut modul în care aceste jocuri sînt consumate, deci cunoscute direcțiile reacțiunilor normale. În figura 1 se prezintă schema zonelor de contact ale unor cuple cinematice de clasa a V-a (de rotație sau de translație), direcțiile reacțiunilor normale, modul de consumare a jocului și

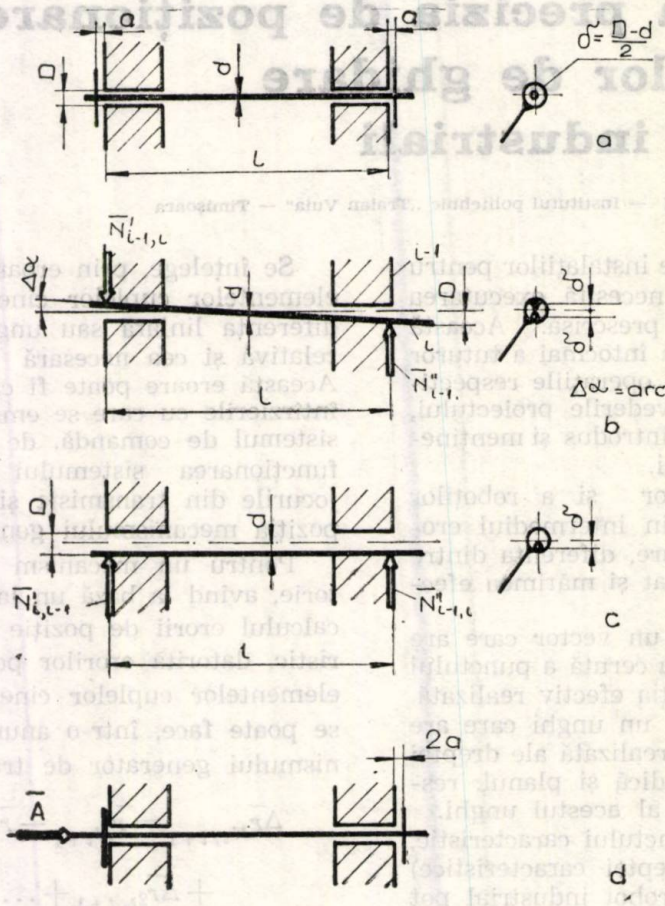


Fig. 1 Schema zonelor de contact în cuplele inferioare și modul de consumare a jocurilor.

modificarea poziției relative a elementelor, ca urmare a consumării acestor jocuri. Luînd în considerare toate modificările poziţiilor relative ale elementelor, rezultă o schemă cinematică modificată a mecanismului generator de traiectorie, deci o nouă poziție **M'** a punctului caracteristic (vector de poziție $\bar{r}_{M'}$). Dacă **M** a fost poziția punctului caracteristic, fără a se lua în considerare consumarea jocului (poziția teoretică, vector de poziție $\bar{r}_M$), eroarea de poziție datorată jocurilor va fi dată de relația :

$$\Delta \bar{r}_{Mj} = \bar{r}_M - \bar{r}_{M'}, \qquad (2)$$

Se observă că această eroare corespunde unei anumite poziții a mecanismului generator de traiectorie și anume aceleia pentru care s-au determinat reacțiunile în cupelele cinematice.

În vederea calculului erorii de poziție datorate deformațiilor elementelor, se determină, pentru o anumită poziție a mecanismului generator de traiectorie, forțele care solicită elementele și deformațiile acestora sub acțiunea forțelor respective. Ca urmare, se modifică schema cinematică a mecanismului generator de traiectorie și poziția punctului caracteristic.

în figura 2 se prezintă cazuri tipice de solicitare a elementelor mecanismelor generatoare de traiectorie și modul de calcul al deformațiilor aferente.

Fie $\bar{r}_M$, vectorul de poziție al punctului caracteristic, mecanismul generator de traiectorie nefiind solicitat de forțe și $\bar{r}_M$, vectorul de poziție al aceluiași punct, cînd mecanismul

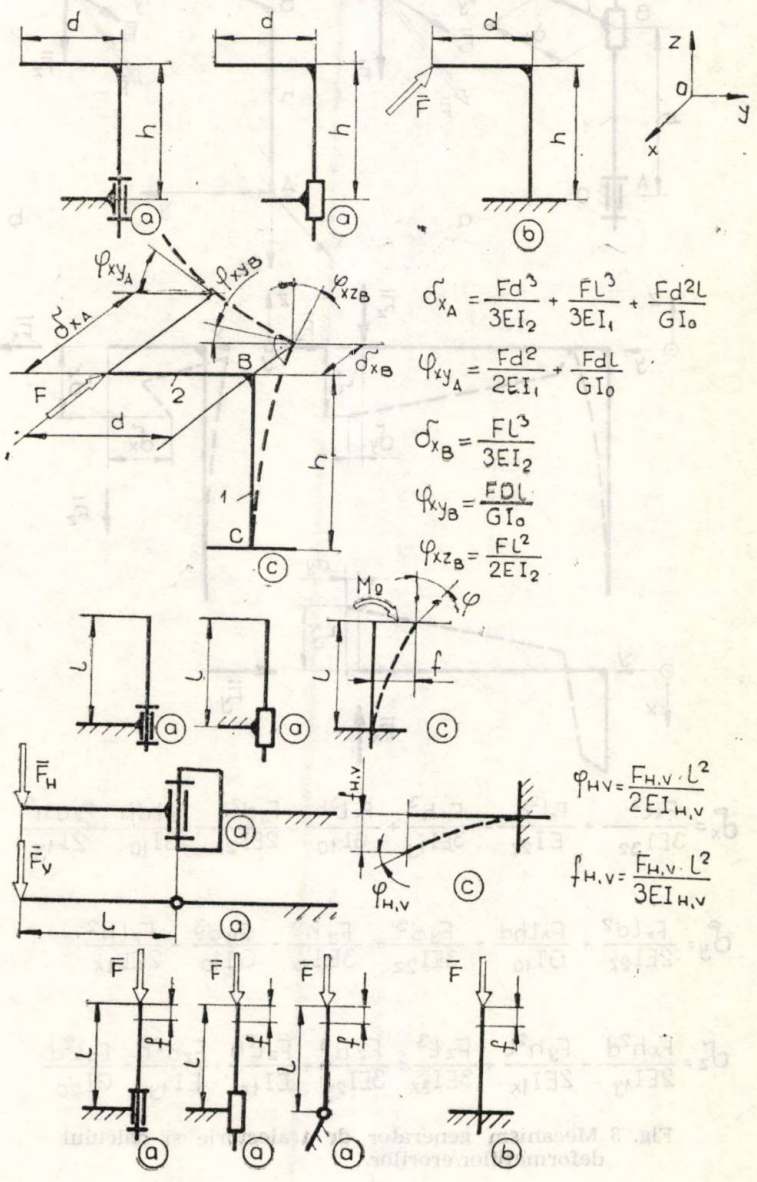


Fig. 2 Cazuri de solicitare și moduri de calcul a deformațiilor.

— aflîndu-se în aceeași poziție — se găsește sub acțiunea unui sistem de forțe. Eroarea de poziție datorată deformațiilor elementelor va avea atunci expresia :

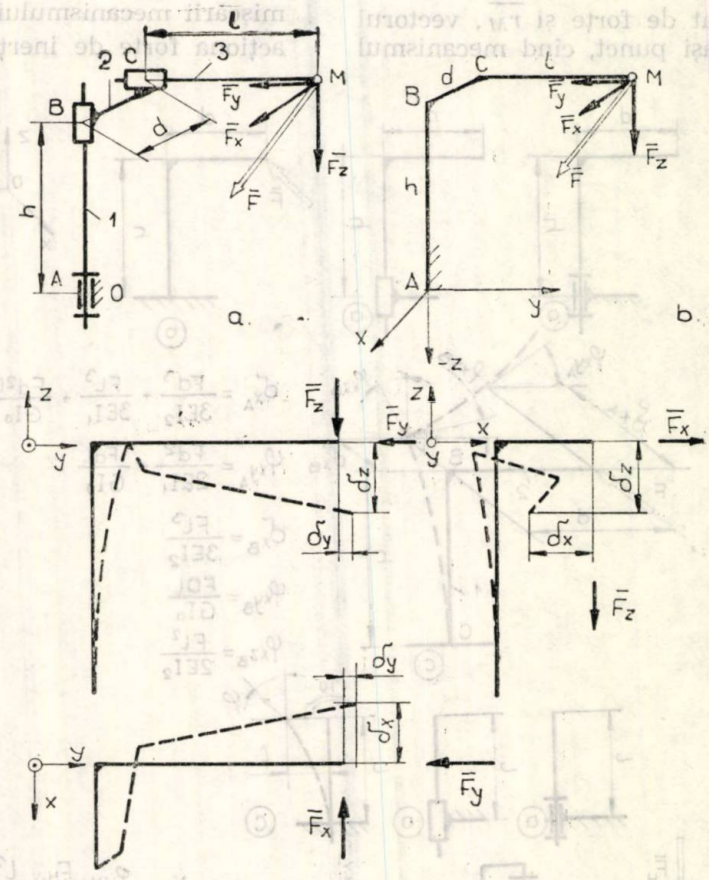
$$\Delta\bar{r}_{Mf} = \bar{r}_M - \bar{r}_M, \quad (3)$$

În figura 3 se prezintă un mecanism generator de traiectorie în stare nedeformată și în stare deformată, sub acțiunea sarcinii, cît și relațiile de calcul al deformațiilor și al erorii de poziție a punctului caracteristic.

În cele pezentate mai sus, deformația mecanismului generator de traiectorie s-a realizat sub acțiunea unei sarcini statice. În timpul mișcării mecanismului, asupra elementelor vor acționa forțe de inerție variabile, care vor cauza la rîndul lor deformații variabile în timp. Ca urmare, punctul caracteristic va executa mișcări oscilatorii în jurul poziției de precizie, de atins. Pe lîngă forțele de inerție(în special cele care apar la accelerări/decelerări ale sarcinii și schimbări ale direcției de deplasare), oscilațiile punctului caracteristic se mai datoresc și oscilațiilor sistemelor de comandă și de

acționare, fiind influențate de viteza de deplasare, sarcină, amortizări ș.a.m.d.

Oscilațiile mecanismului generator de traiectorie modifică legea de mișcare a punctului caracteristic.



$$\delta_x = \frac{F_x l^3}{3EI_{3z}} + \frac{F_x l^2 d}{EI_{2z}} + \frac{F_x h^3}{3EI_{1y}} + \frac{F_x l^3 h}{GI_{10}} + \frac{F_y d^2 l}{2EI_{2z}} + \frac{F_y l d h}{GI_{10}} + \frac{F_z d h^2}{2EI_{1y}}$$

$$\delta_y = \frac{F_x l d^2}{2EI_{2z}} + \frac{F_x l h d}{GI_{10}} + \frac{F_y d^3}{3EI_{2z}} + \frac{F_y h^3}{3EI_{1x}} + \frac{F_y d^3}{GI_{10}} - \frac{F_z l h^2}{2EI_{1x}}$$

$$\delta_z = \frac{F_x h^2 d}{2EI_{1y}} - \frac{F_y h^2 l}{2EI_{1x}} + \frac{F_z l^3}{3EI_{3x}} + \frac{F_z d^3}{3EI_{2y}} + \frac{F_z l^2 h}{EI_{1x}} + \frac{F_z d^2 h}{EI_{1y}} + \frac{F_z l^2 d}{GI_{20}}$$

Fig. 3 Mecanism generator de traiectorie și calculul deformațiilor/erorilor.

Modificarea temperaturii pieselor componente ale mecanismului generator de traiectorie duce la modificarea dimensiunilor schemei cinematice a acestui mecanism. Cunoscîndu-se modificările temperaturii pieselor, se pot calcula modificările dimensiunilor schemei cinematice cu ajutorul binomului de dilatație. Creșterea temperaturii pieselor poate fi cauzată, spre exemplu, de frecările din fluidul sistemului de acționare, de frecările din cuplele cinematice, de procesele termodinamice din pneumotoare, de pierderile chimice din conductori și motoare electrice etc. Fie r_M, vectorul de poziție al punctului caracteristic la începutul procesului de modificare a temperaturii și $\overline{r_M}$, τ vectorul de poziție al punctului caracteristic după această modificare. Vectorii $\overline{r_{M\tau}}$ și $\overline{r_M}$, se calculează pentru aceleași poziții relative ale elementelor cuplelor cinematice conducătoare, luîndu-se în considerare diferitele dimensiuni ale schemei cinematice. Cu acești vectori, eroarea de poziție datorată modificării tmperaturii se calculează cu relația :

$$\overline{\Delta r_{M\tau}} = \overline{r_{M\tau}} - \overline{r_M}. \quad (4)$$

Eroarea de poziție „totală" a punctului caracteristic este o sumă vectorială a erorilor de poziție determinate de cauzele sus enumerate, sau numai a unora dintre acestea.

$$\Delta\bar{r}_M = \Delta\bar{r}_{M_{t,\,t+1}} + \Delta\bar{r}_{Mj} + \Delta\bar{r}_{Mf} + \Delta\bar{r}_{M\tau} \tag{5}$$

Calculul erorii de direcție a dreptei caracteristice, datorate erorilor pozițiilor relative ale cuplelor cinematice ale mecanismului de orientare, se face cu relația :

$$\begin{aligned}
\alpha_{t+1} &= \arccos[\cos\varphi + \cos\mathcal{X}\cos\alpha_t + \\
&+ (\cos\varphi\sin\mathcal{X} - \cos\varphi\sin\psi\cos\mathcal{X})\cos\beta_t + \\
&+ (\sin\varphi\sin\mathcal{X} - \sin\varphi\sin\psi)\cos\gamma_t] \\
\beta_{t+1} &= \arccos[-\cos\varphi\sin\mathcal{X}\cos\alpha_t + \\
&+ (\cos\varphi\cos\mathcal{X} - \sin\varphi\sin\psi\sin\mathcal{X})\cos\beta_t + \\
&+ (\sin\varphi\cos\mathcal{X} + \cos\varphi\sin\psi\sin\mathcal{X})\cos\gamma_t] \\
\gamma_{t+1} &= \arccos[\sin\psi\cos\alpha_t - \sin\varphi\cos\psi\cos\beta_t + \\
&+ \cos\varphi\cos\psi\cos\gamma_t]
\end{aligned} \tag{6}$$

unde $\alpha_t, \beta_t, \gamma_t$ și (poziția ideală) $\alpha_{t+1}, \beta_{t+1}, \gamma_{t+1}$ (poziția reală) sînt unghiurile pe care le formează dreapta caracteristica cu axele sistemului de referință ; φ, ψ și $\mathcal{X}$ erorile pozițiilor relative unghiulare ale elementelor cuplelor cinematice conducătoare.

Cu acestea, eroarea de direcție va avea expresia :

$$\Delta\varepsilon = \arccos \frac{\cos\alpha_t\cos\alpha_{t+1} + \cos\beta_t\cos\beta_{t+1} + \cos\gamma_t\cos\gamma_{t+1}}{\sqrt{\cos^2\alpha_t + \cos^2\beta_t + \cos^2\gamma_t)(\cos^2\alpha_{t+1} + \cos^2\beta_{t+1} + \cos^2\gamma_{t+1})}} \tag{7}$$

Jocurile din cuplele cinematice ale transmisiilor mecanice din componența sistemului de acționare al mecanismului de orientare cauzează erori ale pozițiilor relative ale cuplelor cinematice conducătoare. Jocul unghiular dintre cupla cinematică propriu-zisă a mecanismului de orientare, calculabil cu relații de genul celei prezentate în figura 1, b, cauzează erori ale pozițiilor relative ale elementelor cuplelor cinematice cu axele perpendiculare pe axa cuplei considerate (fig. 4).

Fie jocul unghiular $\Delta\alpha$ în cupla cinematică corespunzător axei Ox, realizat într-un plan care formează cu planul xOy unghiul θ. Erorile de poziție relativă ale elementelor cuplelor cinematice corespunzătoare axelor Oy și Oz vor fi :

$$\beta = \Delta\alpha \cdot \sin\theta\,; \quad \gamma = \Delta\alpha \cdot \cos\theta \tag{8}$$

Dată fiind construcția compactă, rigidă, a mecanismului de orientare, deformațiile elementelor și variațiile de temperatură influențează (de obicei, nesemnificativ) eroarea de direcție a dreptei caracteristice. Deformațiile variabile în timp, cauzate de forțele de inerție, provoacă oscilații ale poziției dreptei caracteristice.

Eorile de poziție ale punctului caracteristic și de direcție ale dreptei caracteristice pot fi reduse prin măsuri constructive adecvate. Unele dintre aceste măsuri vizează micșorarea jocurilor în cuplele cinematice.

Considerațiile de mai sus permit aprecierea prin calcul a erorii de poziție și de direcție a IOH, cu ocazia proiectării. Aceste calcule trebuie să se facă pentru toate punctele conținute în spațiul de lucru și toate direcțiile conținute în unghiul de serviciu, corespunzător unei anumite poziții a punctului caracteristic, pentru diferite sarcini statice utile și pentru solicitări dinamice, rezultate în urma diferitelor regimuri de mișcare, în vederea aprecierii dispozitivului de ghidare din punct de vedere al preciziei.

În cazul în care IOH se programează prin învățare, o importanță practică pentru aprecierea funcționării IOH are eroarea de repetabilitate a poziției punctului caracteristic, respectiv a dreptei caracteristice.

Se înțelege prin eroarea de repetabilitate pentru un punct al spațiului de lucru — denumit în continuare punct de programare — vectorul care exprimă diferența maximă dintre pozițiile reale ocupate de punctul caracteristic programat de a ajunge în punctul respectiv, în decursul perioadei de funcționare a instalației :

$$\Delta\bar{r}_{Mrm} = \bar{r}_{Mi} - \bar{r}_{Mj} = \Delta\bar{r}_{M\,max} - \Delta\bar{r}_{M\,min} \tag{9}$$

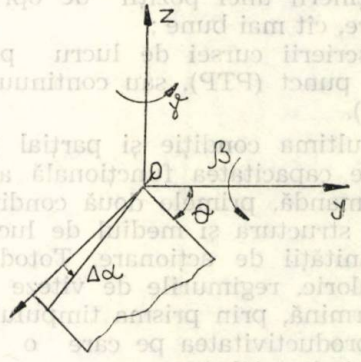


Fig. 4 Erori de poziție în mecanismul de orientare.

unde $\bar{r}_{M_i}$, $\bar{r}_{M_j}$ sînt vectori de poziție ai punctului caracteristic în pozițiile cele mai îndepărtate, atinse pentru același punct de programare în decursul perioadei de funcționare a instalației, iar $\Delta\bar{r}_{M\,max}$ și $\Delta\bar{r}_{M\,min}$ sînt valorile extreme ale erorii de poziție pentru același punct de programare, calculate cu ajutorul relației (5), ținînd seama, pe de o parte, de faptul că, datorită forțelor de frecare, jocurile din cuplele cinematice se pot consuma integral sau parțial și că temperatura elementelor variază în timpul perioadei de programare.

Cele de mai sus s-au referit la erorile care se datoresc sistemului mecanic. La aprecierea globală a performaților IOH trebuie să se țină seama însă și de erorile de repetabilitate care se datoresc sistemelor de acționare și comandă (spre exemplu, datorate diferenței numărului de impulsuri date de unul sau mai multe traductoare de poziție pentru ocuparea aceleiași poziții programate).

Cu acestea, eroarea totală de repetabilitate este :

$$\Delta\bar{r}_{Mr} = \Delta\bar{r}_{Mrm} + \Delta\bar{r}_{Mc} \qquad (10)$$

unde Δr_{M_c} este eroarea de repetabilitate datorată sistemului de acționare și comandă.

Într-un mod similar se pot deduce relații pentru calculul erorii de repetabilitate pentru dreapta caracteristică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Warneche, H. J., Schaft, R. D.* : Industrieroboter; ediția a II-a, 1979, Krausskopf Verlag, Mainz.

[2] *Kovács, F., Rădulescu, C.* : Cu privire la sinteza mecanismelor de orientare ale roboților industriali. Lucrările Simpozionului național de roboți industriali, București, 1981.

[3] *Kovács, F., Mesaroș-Anghel, V.* : Sinteza spațiului de lucru, a schemei cinematice și a funcțiilor de comandă pentru mecanismele generatoare de traiectorie ale roboților industriali. Lucrările SYROM 81, București, 1981, vol. II, paper 21.

CZ : 621-65

Cinematica unităților pneumatice de acționare a roboților industriali

Șef lucr. dr. ing. Nicolae **ALEXANDRESCU** — Institutul politehnic București

Introducere

Indiferent de modul în care este acoperit spațiul de lucru al unui robot industrial, concepția modulară de construcție a lui impune realizarea a două tipuri de unități de acționare : cu mișcare de translație și cu mișcare de rotație. Astfel, unei unități de acționare îi revine rolul de a materializa un grad de libertate al robotului în condițiile :

— asigurării componentelor de forță sau de moment necesare pe toată cursa de lucru ;

— asigurării componentelor necesare de mișcare : viteza și accelerații ;

— obținerii unei poziții de oprire — de poziționare, cît mai bune ;

— descrierii cursei de lucru prin opriri punct cu punct (PTP), sau continuu pe toată cursa (CP).

Dacă ultima condiție și parțial penultima depind de capacitatea funcțională a sistemului de comandă, primele două condiții depind direct de structura și mediul de lucru de la nivelul unității de acționare. Totodată, sub aspect valoric, regimurile de viteze de deplasare determină, prin prisma timpului de poziționare, productivitatea pe care o realizează robotul industrial într-un proces tehnologic supus robotizării.

În acest context, în structura roboților industrial, chiar dacă nu încă numai sub formă constructivă modulară, se întîlnesc unități de acționare hidraulice, pneumatice, electrice sau mecanice, precum și unități hibride : pneumo-hidraulice, electro-pneumatice, electro-hidraulice etc. Fiecare dintre aceste tipuri de unități, diferențiate în continuare de diverse soluții constructive, au fost concepute în scopul îndeplinirii, în condiții cît mai bune, a caracteristicilor funcționale necesare unităților de acționare. Datorită avantajelor certe pe care le au în acționare, cele mai utilizate unități sînt cele pneumatice și hidraulice. Avantajele lor rezultă din faptul că evoluează cu mase și volume mici în mișcare, ceea ce determină componente inerțiale reduse, fapt care permite un control ușor al cinematicii și, mai ales, al dinamicii mișcării.

În acest context unitățile hidraulice sînt utilizate pentru componente de forțe și momente mari, asigurînd precizii de poziționare ridicate, însă regimuri de viteze de deplasare mai mici, deci timpi de poziționare mai mari și productivități mai scăzute. Unitățile pneumatice realizează în acționare componente de forțe și momente mici și medii, regimuri de viteze rapide de deplasare și timpi de poziționare

nare mai mici, însă asigură precizii de poziționare mai scăzute. Cauza preciziilor scăzute de poziționare o reprezintă compresibilitatea mediului fluid de lucru (aerul sub presiune), ceea ce determină, de fapt, dificultăți în obținerea unor viteze constante de deplasare. Din acest motiv, preocupările pentru cunoașterea cinematicii și dinamicii unităților pneumatice de acționare a roboților industriali sînt intense, scopul urmărit fiind ca, prin soluțiile constructive ale unităților de acționare și ale elementelor de comandă și reglaj ce le compun, să se permită un control riguros și conservabil în timp al componentelor de viteze și accelerații și al timpului și modului de răspuns la comenzile de lucru prin care evoluează unitatea pneumatică.

Tratare

Unitățile pneumatice de acționare cu mișcare de translație au ca element motor un cilindru peumatic, mișcarea de translație a unității fiind direct obținută la nivelul elementului mobil al cilindrului, de regulă tija sa. Unitățile pneumatice de rotație pot avea, ca element motor pentru acționare directă, un motor pneumatic rotativ, sau — pentru acționare indirectă — tot un cilindru pneumatic, care, prin intermediul unui mecanism de transformare (cremalieră — roată dințată, șurub cu bile-piuliță etc.), produce mișcarea de rotație din mișcarea sa de translație. Pentru simplitate constructivă și siguranță funcțională, mai utilizați sînt cilindrii pneumatici, chiar și în construcția unităților de rotație. Comportarea funcțională a unităților de acționare cu cilindri pneumatici se analizează în raport cu principalele structuri create de elementele de comandă și reglaj, utilizate pentru controlul puterii pneumatice. Astfel, se diferențiază moduri diferite de control al vitezelor de deplasare și de obținere a fazei de oprire — de stop.

Analiza se face pornind de la structura generală a unei unități pneumatice cu viteze de deplasare reglabile, prin controlul debitelor de intrare și de ieșire din cilindrul pneumatic, pe fiecare din sensurile sale de deplasare — figura 1. Legea de mișcare a sistemului mobil este :

$$\sum_{i=1}^{n} F_i = m_r \ddot{x} \tag{1}$$

Rezultanta forțelor exterioare consideră toate forțele ce intervin în sistem, paralele cu direcția de deplasare, iar prin m_r se înțelege masa redusă a sistemului, în care ponderea principală o are masa sarcinii — m_s ce trebuie deplasată. Explicit, legea de mișcare (1), are forma :

$$P_1A_1 - P_2A_2 - P_0(A_1 - A_2) = m_r\ddot{x} + k_v\dot{x} + cx + \text{sing}(\dot{x})F_f \tag{2}$$

În ecuația (2), pentru corelare cu presiunile ce determină componentele de debit, s-au utilizat valorile presiunilor absolute : $P_1 = p_1 + P_0$ și $P_2 = p_2 + P_0$, cu presiunea atmosferică

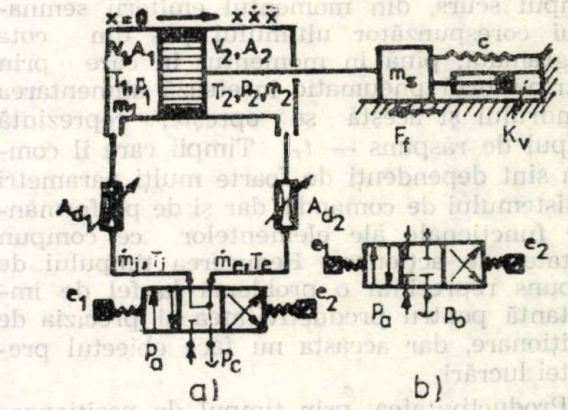


Fig. 1 Unitate pneumatică cu reglare a debitelor de intrare și ieșire.

$P_0 = 1{,}013$ [bar]. În membrul stîng se identifică rezultanta forțelor de presiune, iar în membrul drept rezultanta forțelor rezistente, de natură mecanică (forța de inerție, de frecare vîscoasă, elastică, de frecare mecanică). Dacă se notează cu :

$$F_r = k_v\dot{x} + cx + \text{sing}(\dot{x})F_f \tag{3}$$

atunci accelerația sistemului mobil este :

$$\ddot{x} = \frac{P_1A_1 - P_2A_2 - P_0(A_1 - A_2) - F_r}{m_r} \tag{4}$$

Relația (4) permite stabilirea condiției pentru obținerea vitezei constante de deplasare impunînd

$$\ddot{x} = 0 : P_1A_1 - P_2A_2 - P_0(A_1 - A_2) = F_r \tag{5}$$

Înainte de a analiza dificultățile realizării practice a condiției (5), se ia în discuție necesitatea obținerii vitezei constante de deplasare: $\dot{x} = \dot{x}_{nec} = \text{const.}$, precum și domeniul de valori al vitezei de deplasare determinat în raport cu productivitatea și precizia de poziționare. Fără a particulariza un sistem de urmărire-comandă ce completează o unitate de acționare, necesar pentru a realiza opriri — poziționări în diversele puncte ale cursei de lucru, trebuie specificat că majoritatea unită-

ţilor de acţionare sînt conduse după spaţiu. Θ a doua posibilitate de conducere — după timp, este mai puţin utilizată datorită preciziilor mai scăzute de poziţionare pe care le asigură. Conducerea după spaţiu implică un traductor de cursă, care furnizează semnale cu fiecare pas realizat din cota programată. Atunci cînd numărul de paşi realizat (cota realizată) coincide cu numărul de paşi programat (cota programată), sistemul de comandă anulează comenzile, electrice în cazul figurii 1 (e_1 sau e_2), oprind alimentarea cilindrului pneumatic. Timpul scurs, din momentul emiterii semnalului corespunzător ultimului pas din cota programată, pînă în momentul în care prin distribuitorul pneumatic încetează alimentarea cilindrului şi acesta se opreşte, reprezintă timpul de răspuns — t_r. Timpii care îl compun sînt dependenţi de foarte mulţi parametri ai sistemului de comandă, dar şi de performanţele funcţionale ale elementelor ce compun unitatea de acţionare. Reducerea timpului de răspuns reprezintă o problemă la fel de importantă pentru productivitatea şi precizia de poziţionare, dar aceasta nu face obiectul prezentei lucrări.

Productivitatea, prin timpul de poziţionare — t_p, şi precizia de poziţionare — Δx impun condiţiile :

$$t_p = \frac{x}{\dot{x}_{nec}} \leqslant t_{p,\,adm} \tag{6}$$

$$\Delta x = \frac{\dot{x}_{nec}}{2} t_r \leqslant \pm \Delta x_{adm} \tag{7}$$

Deci productivitatea impune viteze de deplasare cît mai mari, pentru a rezulta timpi de poziţionare cît mai mici în raport cu un timp de poziţionare admisibil, iar precizia de poziţionare o condiţie contradictorie, viteză de deplasare cît mai mică pentru un timp de răspuns dat. În relaţia (7) s-a considerat viteza efectivă din faza de oprire egală cu viteza medie. În asigurarea unei valori optime se constată rolul principal al timpului de răspuns. Pentru obţinerea unei reproductibilităţi totale de poziţionare (conservarea valorică a erorii de poziţionare), este necesară menţinerea unei viteze constante de deplasare. Într-o asemenea situaţie, eroarea de poziţionare ar deveni sistematică şi ar fi posibile soluţii constructive pentru diminuarea sau chiar anularea ei.

Revenind acum la analiza proceselor termodinamice de variaţie a presiunilor de lucru P_1 şi P_2 din volumele variabile V_1 şi V_2 ale cilindrului pneumatic — figura 1, condiţiile în care evoluează aceste procese permit a considera evoluţii adiabatice — procesul de umplere a volumului V_1 şi procesul de golire a volumului V_2 evoluează suficient de rapid neexistînd schimb de căldură cu exteriorul. Studiile teoretice şi experimentale demonstrează că, în realitate, procesele sînt într-o evoluţie politropică situată între evoluţia izotermă şi cea adiabatică [1]. În ipoteza evoluţiei adiabatice considerate, în conformitate cu [2] şi [3], se pot scrie sistemele de ecuaţii :

$$\dot{P}_1 = \frac{k}{V_1}(\dot{m}_i R T_i - P_1 A_1 \dot{x}) \tag{8}$$

$$V_1 = V_{10} + A_1 x \tag{9}$$

(10)

$$\dot{m}_i = \dot{m}_{i,\,cr} = 0{,}04046 \frac{\alpha_{D_1} A_{d_1}}{\sqrt{T_i}} P_a \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right];$$

$$0 < P_1/P_a \leqslant 0{,}5274$$

$$\dot{m}_i = 0{,}15545 \frac{\alpha_{D_1} A_{d_1}}{\sqrt{T_i}} P_a \cdot$$

$$\cdot \sqrt{\left(\frac{P_1}{P_a}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_1}{P_a}\right)^{(k+1)/k}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]; \tag{11}$$

$$0{,}5274 < P_1/P_a \leqslant 1$$

$$\dot{P}_2 = \frac{k}{V_2}(P_2 A_2 \dot{x} - \dot{m}_e R T_2) \tag{12}$$

$$V_2 = V_{20} - A_2 x \tag{13}$$

(14)

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{e,\,cr} = 0{,}07671 \frac{\alpha_{D_2} A_{d_2}}{\sqrt{T_2}} P_0 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right],$$

pentru : $k_p = P_2/P_0 \geqslant 1{,}8961$

$$\dot{m}_e = 0{,}15545 \frac{\alpha_{D_2} A_d}{\sqrt{T_2}} P_0 \cdot \tag{15}$$

$$\cdot \sqrt{\left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{(k-1)/k} \left[\left(\frac{P_2}{P_0}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$$

pentru : $1 \leqslant P_2/P_0 < 1{,}8961$

$$T_2 = \frac{P_2 V_2}{R m_2} \tag{16}$$

În grupul de relaţii (8 . . . 16) s-au utilizat valorile numerice şi unităţile de măsură după cum urmează :

coficientul adiabatic $k = 1{,}405$;

constanta universală a gazelor : $R = 287{,}14$ [m²/s² °K] ; presiunile absolute P_a, P_1, P_2, P_0 [N/m²] ; temperaturile absolute : T_i, T_1, T_2, T_0 [°K] ;

suprafeţele cilindrului pneumatic şi suprafeţele de curgere prin rezistenţele pneumatice : A_1, A_2, A_{d1}, A_{d2} [m²] ;

coeficienţii de debit α_{D_1}, α_{D_2} adimensionali, determinaţi de forma secţiunii rezistenţei şi numărul Reynolds ;

debitele masice $\dot{m}_i$, $\dot{m}_e$ sînt obţinute în [kg/s].

În relațiile (12, 14, 15) în conformitate cu (16) intervine o nouă mărime variabilă — temperatura T_2. Apelînd la relația de evoluție a presiunii P_2 (12) din volumul variabil V_2 și considerînd masa de aer existentă în volumul V_2, la un moment oarecare față de momentul inițial, $m_2 = m_{20} - m_e\, dt$, se poate determina, cu o ecuație de dependență complicată, valoarea curentă a temperaturii T_2. Avînd în vedere că variația temperaturii T_2, în raport cu temperatura inițială T_{20}, este mică și că — în relațiile de debit masic — intervine radicalul acestei temperaturi, pentru simplificarea relațiilor de calcul, cu o eroare valorică sub 3%, se poate considera temperatura $T_2 = T_e = 293{,}15$ °K, constantă, corespunzătoare temperaturii normale (20°C).

Condiția obținerii vitezei constante de deplasare (5) împreună cu relațiile (8, 9) și (12, 13) funcție de regimul de curgere prin rezistențele A_{t1} și A_{d2}, curgere sonică — debitele masice critice (10) și (14) sau curgere subsonică — debitele masice (11) și (15) permite determinarea pe cale analitică sau numerică, folosind metoda interațiilor [4] pag. 113, a parametrilor de funcționare pentru realizarea unei viteze constante de deplasare. Analiza trebuie făcută considerînd două situații distincte în raport cu valoarea forței rezistente pe parcursul întregii curse de deplasare : $F_r = \text{const.}$ și $F_r \neq \text{const.}$ Soluționări deosebit de dificile ale acestei probleme rezultă atunci cînd $F_r \neq \text{const.}$ și regimul de curgere prin rezistențe este subsonic, deoarece atunci intervin în discuție și valorile variabile ale funcțiilor de presiuni : $F_1(P_1/P_a)$ din relația (11) și $F_2(P_2/P_0)$ din relația (15). Totodată cunoașterea funcției : $F_r = F_r(x)$ reprezintă încă o dificultate. Din acest motiv, cele mai multe rezolvări analitice sînt în cazul în care $F_r = \text{const.}$ Pentru cazul $F_r \neq \text{const.}$ se poate ajunge mai eficient la unele rezolvări practice pe cale experimentală. O posibilitate rezonabilă de utilizat pentru obținerea vitezelor constante de deplasare în cazul $F_r = \text{const.}$ se analizează în continuare. Ea urmărește a determina parametrii funcționali necesari evitînd influența funcțiilor $F_1(P_1/P_a)$ și $F_2(P_2/P_0)$ prin impunerea de regimuri de curgere numai sonice prin rezistențele A_{d1} și A_{d2}.

Forța $F_r = \text{const.}$ conduce prin intermediul relației (5) la : $P_1 = \text{const.}$ și $P_2 = \text{const.}$, ceea ce înseamnă $P_1 = 0$ și $P_2 = 0$. Condițiile $P_1 = 0$ și $P_2 = 0$ prin intermediul relațiilor (8) și (10) respectiv (12) și (14) conduc la :

$$0{,}04046\,\alpha_{D_1} A_{d1} P_a R\sqrt{T_i} - P_1 A_1 \dot{x} = 0 \qquad (18)$$

$$P_2 A_2 \dot{x} - 0{,}07671\,\alpha_{D_2} A_{d2} P_0 R\sqrt{T_2} = 0 \qquad (19)$$

Identificînd vitezele $\dot{x}$ din ambele relații (18) și (19) rezultă relația de legătură între parametrii constructivi și funcționali, astfel încît să se obțină o viteză constantă de deplasare. Considerînd și ipoteza făcută : $T_2 \approx T_e = T_i$ relația are forma :

$$\frac{P_1}{P_2} = 0{,}5274 \frac{\alpha_{D_1}}{\alpha_{D_2}} \frac{A_{d1}}{A_{d2}} \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{P_a}{P_e} \qquad (20)$$

Implicațiile impunerii condiției curgerii sonice prin rezistențele A_{d1} și A_{d2} sînt cu privire la forța utilă pe care o asigură cilindrul pneumatic la tija sa. Pentru a îndeplini condiția curgerii sonice domeniul presiunilor P_1 și P_2 este limitat la :

$$P_1 \leqslant 0{,}5274\ P_a$$

$$\text{și } P_2 \geqslant 1{,}8961\ P_0 \geqslant 1{,}9207 \text{ [bar]} \qquad (22)$$

În această situație, considerînd în presiuni relative calculul forței utile la tijă, se poate determina reducerea de forță după cum urmează :

— forța utilă la tijă :

$$F_u = p_1 A_1 - p_2 A_2 \qquad (23)$$

— forța utilă maximă se obține pentru :

$$p_1 = p_a \text{ și } p_2 = 0\ ;\quad F_{u,\max} = p_a A_1 \qquad (24)$$

— forța utilă la curgere sonică este determinată de presiunile :

$$p_{1\,\max} = 0{,}5274\ (p_a + 1{,}013) - 1{,}013 \text{ [bar]}$$

$$p_{2\,\text{nec}} = 1{,}9207 - 1{,}013 = 0{,}9077 \text{ [bar]}$$

ceea ce determină :

$$F_{u,s} = 0{,}5274\ p_a A_1 - 0{,}47874\ A_1 - 0{,}9077\ A_2 \qquad (25)$$

Pentru o evaluare cantitativă a forței din (25) în raport cu forța din (24) se consideră legătura constructivă între suprafețele A_1 și A_2 :

$$A_2 = A_1 - A_t \qquad (26)$$

unde A_t — suprafața tijei. Pentru tije din oțel, diametrul tijei în raport cu diametrul pistonului [4] are valoarea :

$$d_t = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\ D_p \qquad (27)$$

Prin intermediul relației (26) rezultă :

$$A_2 = 0{,}91\ A_1 \qquad (28)$$

Astfel relația (25) capătă forma :

$$F_{u,s} = A_1 (0{,}5274\ p_a - 1{,}3047) \qquad (29)$$

Deci forțele (29) și (24) se găsesc sub raportul :

$$\frac{F_{u,s}}{F_{u,\max}} = \frac{0{,}5274\ p_a - 1{,}3047}{p_a} \qquad (30)$$

Pentru : $p_a = 6$ [bar], $F_{u,s} = 0{,}31\ F_{u,\max}$

Totodată relația (29) impune presiunea de alimentare :

$$p_a > 2{,}4738 \text{ [bar]} \quad (31)$$

Se constată deci că în condițiile ușoare de asigurare a relației (20), se poate obține un proces stabilizat de deplasare în viteză constantă, dar componentele de forță vor fi totdeauna mai mici, conform relației (30), în raport cu o forță utilă maximă, teoretică. Unitățile de acționare astfel concepute sînt optime în domeniul forțelor mici. Pentru forțe echivalente, impunerea curgerii sonice prin rezistențele A_{d1} și A_{d2} determină gabarite de cilindri mai mari, în raport cu regimul de curgere subsonic. În schimb, în regim subsonic de curgere, este foarte dificil și uneori chiar imposibil de obținut procese stabilizate în regim de viteză constantă de deplasare.

Schema de legături a distribuitorului pneumatic din figura 1, a, în raport cu cel din figura 1, b, determină stări diferite de presiuni la care se găsesc din starea anterioară volumele de lucru V_{10} și V_{20} ale cilindrului pneumatic. Ele nu modifică analiza făcută atît timp cît presiunile existente îndeplinesc condițiile (21) și (22). Pentru asigurarea poziției de oprire, acționarea din figura 1, a impune însă și utilizarea unui sistem de frînare.

La unitatea pneumatică din figura 1, se controlează simultan prin rezistențele A_{d1} și A_{d2} ambele debite masice, de intrare și de ieșire, din cilindrul pneumatic. Din acest motiv, viteza constantă la sensul de deplasare spre stînga este dependentă de valoarea vitezei constante din sensul de deplasare spre dreapta.

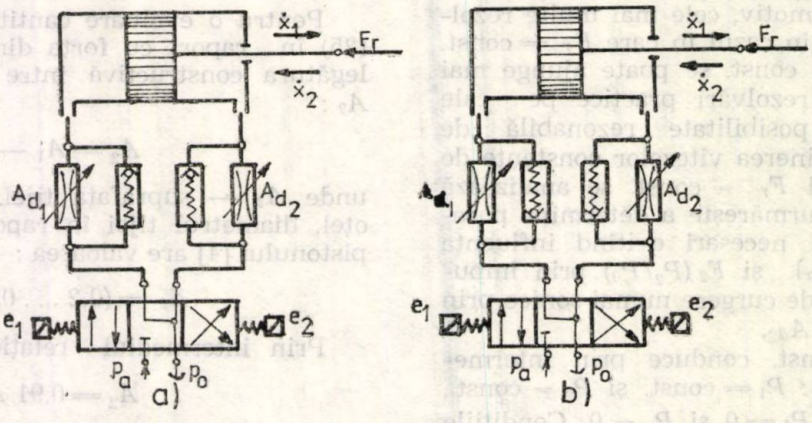


Fig. 2 Unități pneumatice cu reglare diferită a debitelor :
a) reglare a debitelor de intrare b) reglare a debitelor de ieșire

Eliminarea acestei dependențe, pentru a obține valorile de viteze de deplasare independente, este posibilă utilizîndu-se unități pneumatice cu structura din figura 2.

În cazul unității din figura 2, a, supapele de sens instalează în volumele V_1 și V_2, în raport cu direcțiile de deplasare corespunzătore, presiunile $P_2 = P_0$ (pentru $\dot{x}_1$) respectiv $P_1 = P_0$ (pentru $\dot{x}_2$). Acest lucru este posibil deoarece circuitele (orificii de alimentare cilindru — supape de sens — distribuitor pneumatic) respectă condiția continuității secțiunii de curgere (au același diametru nominal). Similar se comportă și unitatea din figura 2, b, unde supapele de sens permit instalarea presiunilor : $P_1 = P_a$ (pentru x_1) și $P_2 = P_a$ (pentru $\dot{x}_2$). Regimul de curgere sonică regăsindu-se numai prin rezistențele cu rol activ de reglare, condiția (32), pentru obținerea vitezelor constante de deplasare, se particularizează după cum urmează :

— viteza $\dot{x}_1 = \text{const.}$, debit de intrare controlat de A_{d1}, $P_2 = P_0$ (figura 2, a) :

$$\dot{x}_1 = k_1 \frac{A_{d1}}{A_1} \frac{P_a}{P_1} \quad (32)$$

$$\text{unde : } k_1 = 0{,}04046\ \alpha_{D_1} R \sqrt{T_i} \quad (33)$$

— viteza $\dot{x}_2 = \text{const.}$, debit de intrare controlat de A_{d2}, $P_1 = P_0$ (figura 2, a) :

$$\dot{x}_2 = k_2 \frac{A_{d2}}{A_2} \frac{P_a}{P_2} \quad (34)$$

$$\text{unde : } k_2 = 0{,}04046\ \alpha_D R \sqrt{T_i} \quad (35)$$

— viteza $\dot{x}_1 = \text{const.}$, debit de ieșire controlat de A_{d2}, $P_1 = P_a$ (figura 2, b) :

$$\dot{x}_1 = k_3 \frac{A_{d2}}{A_2} \frac{P_a}{P_2} \quad (36)$$

$$\text{unde : } k_3 = 0{,}07671\ \alpha_{D_2} R \sqrt{T_e} \quad (37)$$

— viteza $\dot{x}_2 = \text{const.}$, debit de ieșire controlat de A_{d1}, $P_2 = P_a$ (figura 2, b) :

$$\dot{x}_2 = k_4 \frac{A_{d1}}{A_1} \frac{P_0}{P_1} \quad (38)$$

$$\text{unde : } k_4 = 0{,}07671\ \alpha_{D_1} R \sqrt{T_e} \quad (39)$$

Valorile presiunilor P_1 și P_2 se obțin din ecuația (5) considerîndu-se după caz presiunile devenite constante, egale cu P_a sau cu P_0. Relațiile (32 ... 38), stabilite în condiția curgerii sonice prin rezistențele A_{d1} și A_{d2}, sînt extrem de comode pentru obținerea de viteze constante de deplasare. Se observă că o siguranță mai mare de a obține viteze constante o oferă soluția controlului debitelor de ieșire, deoarece în relațiile (36) și (38) intervine presiunea atmosferică P_0, riguros constantă, față de relațiile (32) și (34) unde intervine presiunea de alimentare P_a și ea constantă, dar cu unele fluctuații determinate de capacitatea funcțională a elementelor de reglare a presiunii. Utilizarea relațiilor (32 ... 38) devine și mai avantajoasă pentru unitățile de acționare cu două regimuri de viteză de deplasare : viteză rapidă pentru creșterea productivității și apoi viteză lentă pentru obținerea preciziei de poziționare — figura 3.

Concluzii

Ambele soluții (figura 3), utilizate de autor pentru realizarea unor unități pneumatice de acționare, au permis verificarea condițiilor de funcționare pentru obținerea de procese stabilizate de deplasare în viteză constantă. Vitezele lente, mai greu de realizat la valori foarte mici cu unitatea din figura 3, a în condițiile unor sarcini deplasate pînă la 30 daN, au permis acesteia obținerea unor precizii de ±1 mm față de unitatea din figura 3, b, care a realizat precizii mai ridicate : ±0,4 mm. Îndeplinind condițiile curgerii sonice, stabilitatea valorică a vitezei de deplasare a fost mult mai bună, față de cazul în care s-au admis și regimuri de curgere subsonică. Cu dezavantajul diminuării forței utile dezvoltate de cilindrul pneumatic, rezolvarea propusă, de obținere a vitezelor constante cu regimuri sonice de curgere prin rezistențele de circuit, reprezintă o metodă simplă de comandă și control ale unităților pneumatice de acționare, mai ales pentru cele destinate dezvoltării de forțe de acționare mici.

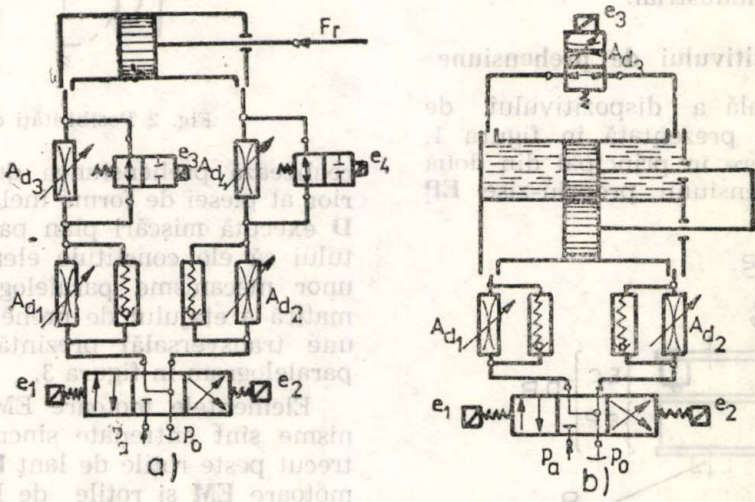


Fig. 3 Unități pneumatice cu regimuri de viteze rapide și lente.

Unitatea din figura 3, a, cu control al debitelor de evacuare, realizează vitezele lente prin rezistențele A_{d3} și A_{d4}, iar unitatea din figura 3, b, prin rezistența A_{d3}, de data aceasta hidraulică. Efectul acestor rezistențe suplimentare constă în faptul că, prin căderile de presiune ce le realizează, instalează în amonte de ele noi trepte de presiune P_1 sau P_2, mai mari, care conform relațiilor (32 ... 38) duc la componente de viteze mai mici.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Andersen, W. B.* : The analysis and design of pneumatic system, John Wiley and Sons. Inc, 1967.

[2] *Alexandrescu, N.* : Studiul și îmbunătățirea performanțelor elementelor logice fluidice, Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1980.

[3] *Bialas, V.* : Ein Beitrag zur Klärung des Verhaltens von Pneumatikzylindern, Dissertation, Rheinisch — Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 1973.

[4] *Cosoroabă, V.* : Acționări pneumatice, Editura tehnică, București, 1971.

CZ : 621.753:681

Dispozitiv de prehensiune cu centrare completă

Asist. ing. Mesaroș-Anghel **VOICU**, prof. dr. ing. Francisc **KOVÁCS** — Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timișoara

Introducere

În construcția de mașini există operații (alimentarea cu semifabricate, evacuarea pieselor de la mașini-unelte și prese, montaj automatizat etc.) robotizabile în care, pentru a evita complicații la programare sau dispozitive auxiliare complexe, roboții industriali trebuie echipați cu dispozitive de prehensiune precise, în stare să realizeze o serie de funcțiuni (centrare completă, compleanță etc.) corespunzătoare. În continuare este prezentat un dispozitiv de prehensiune care realizează (în cazul limitării deplasării axiale a piesei de manipulat) centrare completă sau centrare propriu-zisă și compleanță de tip elastic între mașina unealtă-piesă-robotul industrial.

Construcția dispozitivului de prehensiune

Construcția generală a dispozitivului de prehensiune DP este prezentată în figura 1, rezultînd o compunere în principal din două „etaje", cel al prehensiunii propriu-zise **EP**

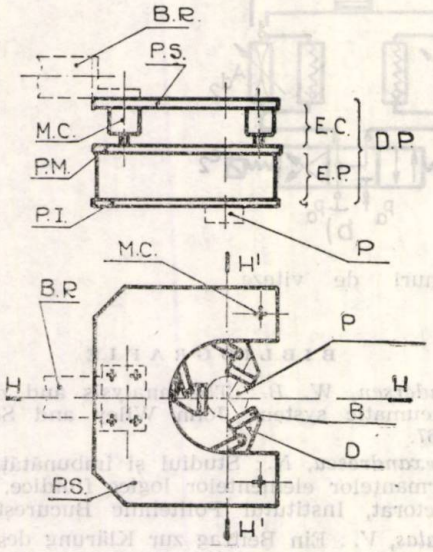


Fig. 1 Schema constructivă a dispozitivului de prehensiune.

și cel în care se realizează compleanța **EC** (adaptare elastică a poziției piesei manipulate **P** la rigorile impuse de mediul de lucru, fără a tensiona brațul robotului industrial **BR**). Între plăcile superioară **PS** și mediană **PM**, se află trei module de compleanță **MC**, iar între placa inferioară **PI** și cea mediană **PM** se află degetele **D** purtătoare ale bacurilor **B** componente ale etajului de prehensiune **EP**.

La deplasarea bacurilor **B** spre centrul piesei **P**, se realizează prehensiunea după diametrul exterior al piesei cilindrice, iar la îndepărtarea bacurilor de centrul piesei, se

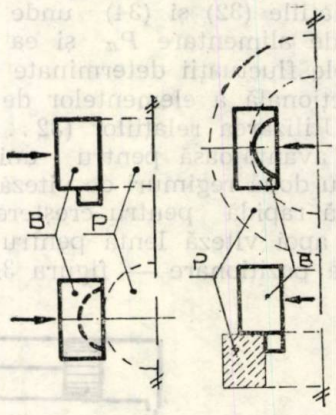


Fig. 2 Posibilități de prindere.

realizează prehensiunea după diametrul interior al piesei de formă inelară (fig. 2). Degetele **D** execută mișcări plan paralele, datorită faptului că ele constituie elemente conduse ale unor mecanisme paralelogram. Schema cinematică a etajului de prehensiune **EP** (în secțiune transversală) prezintă aceste mecanisme paralelogram în figura 3.

Elementele motoare EM ale acestor mecanisme sînt antrenate sincron de un lanț **L** trecut peste roțile de lanț **RL**. Între elementele motoare **EM** și roțile de lanț **RL** corespuzătoare există o îmbinare pe con, care permite fixarea poziției relative dorite. Cupla de translație **T** este necesară pentru axarea cilindrului pneumatic **CP** cu lanțul **L**, în timpul rulării poligonale a acestuia. Construcția netipizată a cilindrului pneumatic **CP** (cu două pistoane pe aceeași tijă) este necesară pentru a asigura forța impusă acționării în gabarite rezonabile. Este posibilă utilizarea unui cilindru pneumatic **CP** tipizat, în cazul cînd dispozitivul de prehensiune **DP** nu trebuie să realizeze performanțe deosebite privitor la greutatea pesei **P**. Datorită sincronismului antrenării și simetricității a două cîte două mecanisme paralelogram față de axele *XX* și *YY* (care trec prin centrul piesei **P**), pentru orice diametru *d* al piesei, se realizează centrarea acestuia prin bacurile **B** care o contactează după generatoare dispuse la 120^0.

Mecanismul de acționare al dispozitivului de prehensiune **DP** prezentat nu realizează autoblocarea mecanică (și prin aceasta asigurarea strîngerii piesei **P** în cazul „căderii" rețelei de aer comprimat). De aceea, acționarea pneumatică este necesar să corespundă schemei din figura 4, care pe lîngă uzualele : filtru **F**, regulator **R**, ungător **U**, distribuitor

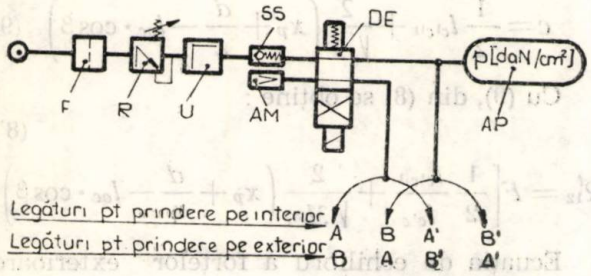


Fig. 4 Schema pneumatică de alimentare a dispozitivului de prehensiune.

electromagnetic **DE**, mai conține acumulatorul pneumatic **AP** și supapa de sens **SS** (amortizorul pneumatic **AM** se include în schemă dacă zgomotul eșapării aerului comprimat deranjează). Este de remarcat că dacă se folosește un distribuitor electromagnetic **DE**, cu schema din figura 4, și se respectă dispunerea indicată a legăturilor, atunci se asigură strîngerea piesei **P** și în cazul „căderii" comenzii electrice.

Compleanța etajului de prehensiune **EP** față de placa superioară **PS** (fig. 1) se realizează prin cele trei module **MC**. Oricare dintre acestea are construcția prezentată în figura 5.

În paharul **PH** (solidar cu **PS**) se găsește arcul **AR**, cu precomprimare reglabilă prin șaiba de reglaj **SR**. Compleanța este asigurată după cinci sensuri ale triedrului (numai în prezența

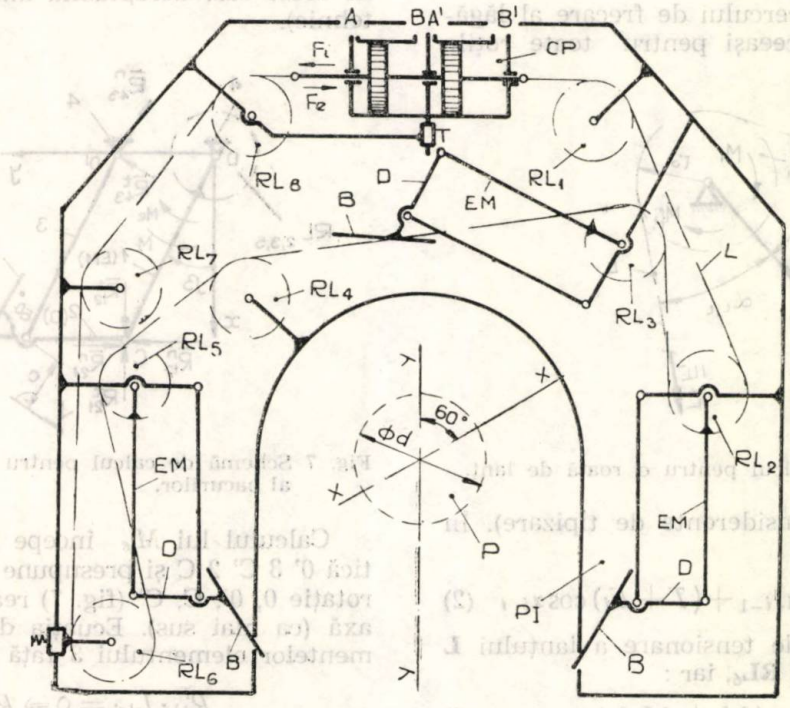


Fig. 3 Schema cinematică a etajului de prehensiune.

unei forțe axiale), valoarea forței de la care începe efectul compleant fiind reglabilă prin precomprimarea **AR**.

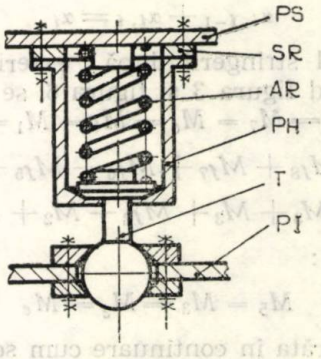


Fig. 5 Schma constructivă a unui modul de compleanță.

Relații de cinetostatică în dispozitivul de prehensiune DP

Urmărind schema din figura 3, se observă că fiecare roată de lanț **RL** este cuprinsă între două ramuri de lanț **L**. Neglijînd (ordin de mărime de cel puțin două ori mai mic) forțele de încovoiere din zalele lanțului **L**, echilibrul unei porțiuni se produce sub acțiunea unor forțe și momente ca în figura 6 (cu observația

că reacțiunea R_i în lăgăruirea roții de lanț **RLi** a fost considerată că trece prin axă). În acest caz, momentul de frecare va fi dat de :

$$M_{fi} = R_i \cdot \mu \cdot r \tag{1}$$

unde $\mu \cdot r$ este raza cercului de frecare al lăgăruirii (în general aceeași pentru toate roțile

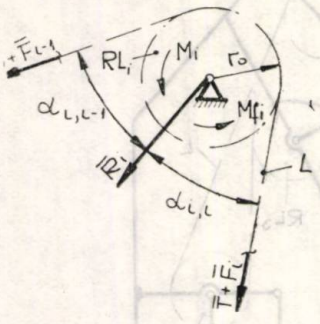


Fig. 6 Schemă de calcul pentru o roată de lanț.

de lanț RL_i din considerente de tipizare). În (1) avem :

$$R_i = (T + F_{i-1}) \cos \alpha_{i,i-1} + (T + F_i) \cos \alpha_{i,i} \tag{2}$$

unde T este forța de tensionare a lanțului **L** datorată roții de lanț **RL**$_6$, iar :

$$F_i - F_{i-1} = (M_i + M_{fi}) / r_0 \tag{3}$$

unde r_0 este raza de divizare a roții de lanț **RLi** (aceeași, în urma tipizării). Calculul unghiurilor se poate face cu relațiile :

$$\begin{gathered} F_i / \cos \alpha_{i,i} = F_{i-1} / \cos \alpha_{i,i-1} ; \\ \alpha_{i,i-1} + \alpha_{i,i} = \alpha_i \end{gathered} \tag{4}$$

În cazul strîngerii după exterior a piesei P, urmărind figura 3 și figura 6, se poate scrie (avînd $M_8 = M_7 = M_6 = M_4 = M_1 = 0$) :

$$\begin{aligned} F_e = (&M_{f8} + M_{f7} + M_{f6} + M_{f5} + M_5 + \\ &M_{f4} + M_3 + M_3 + M_{f2} + M_2 + M_{f1}) / r_0 \end{aligned} \tag{5}$$

unde avem :

$$M_5 = M_3 = M_2 = M_e \tag{6}$$

Se va arăta în continuare cum se calculează M_e , iar privitor la relațiile de mai sus, ele se vor utiliza după cum urmează :

— la prima iterație (^{0}), în (3) se adoptă $M_{fi}^0 = 0$, $F_{i-1}^0 = 0$ și din (2), (4) se calculează R_i^0 ;

— din, (1) în care se introduce $R_i^1 = R_i^0$ se calculează M_{fi}^1 ;

— la a doua iterație (^{1}), în (3) se introduce $M_{fi}^1 = R_i^0 \cdot \mu \cdot r$ și $F_{i-1} = M_{fi}^1 / r_0$ determinîndu-se F_i^1 folosit apoi în (2), (4) pentru a calcula R_i ;

— la următoarele iterații se procedează similar și se oprește procesul iterativ, adoptîndu-se valorile curente, atunci cînd $F_i^j - F_i^{j-1} \leqslant 0{,}01\, F_i^j$ (eroarea de 1% considerînd-o, în acest caz, acceptabilă din punct de vedere tehnic).

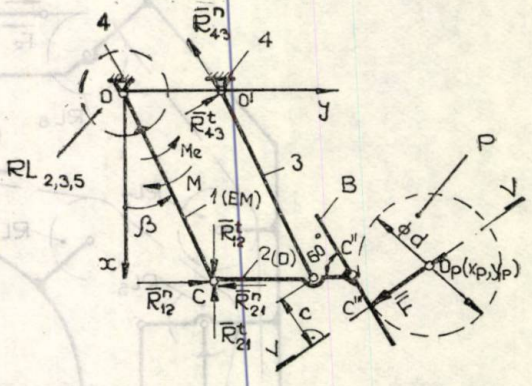


Fig. 7 Schemă de calcul pentru mecanismul purtător al bacurilor.

Calculul lui M_e începe în grupa cinematică 0' 3 C' 2 C și presupune că și în cuplele de rotație 0, 0', C, C' (fig. 7) reacțiunea trece prin axă (ca mai sus). Ecuația de echilibru a momentelor elementului 3 față de cupla C' dă :

$$R_{43}^t \cdot l_{o'c'} = 0 \Rightarrow R_{43}^t = 0 \tag{7}$$

Ecuația de echilibru a momentelor elementului 2 dă :

$$R_{12}^t \cdot l_{c'c} = F \cdot c \Rightarrow R_{12}^t = \frac{c}{l_{c'c}} \cdot F \tag{8}$$

unde :

$$c = \frac{1}{2} l_{c'c''} + \frac{2}{\sqrt{3}} \left(x_p + \frac{d}{4} - l_{oc} \cdot \cos \beta \right) \tag{9}$$

Cu (9), din (8) se obține :

$$R_{12}^t = F \left[\frac{1}{2} \frac{l_{c'c''}}{l_{c'c}} + \frac{2}{\sqrt{3} l_{c'c}} \left(x_p + \frac{d}{4} - l_{oc} \cdot \cos \beta \right) \right] \tag{8'}$$

Ecuația de echilibru a forțelor exterioare grupei 0' 3 C' 2 C dă :

$$\bar{F} + \bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{12}^t + \bar{R}_{12}^n = \bar{0} \tag{10}$$

care proiectată pe axele Ox și Oy dă :

$$F \cdot \sin 30^\circ - R_{43}^n \cdot \cos \beta + R_{12}^t = 0 \tag{11}$$

$$-F \cdot \cos 30^\circ - R_{43}^n \cdot \sin \beta + R_{12}^n = 0 \tag{12}$$

Din (11), ținînd cont de (8') se obține :

$$R_4^n = \frac{F}{\cos \beta} \left\{ \frac{1}{2} + \frac{1}{l_{c'c}} \left[\frac{1}{2} \cdot l_{c'c''} + \frac{2}{\sqrt{3}} \left(x_p + \frac{d}{4} - l_{oc} \cdot \cos \beta \right) \right] \right\} \tag{13}$$

Din (12), ținînd cont de (13), se obține :

$$R^n_2 = F\left\{\frac{\sqrt{3}}{2} + \operatorname{tg}\beta\left[\frac{1}{2} + \frac{1}{l_{c'c''}}\left(\frac{1}{2}\cdot l_{c'c''} + \frac{2}{\sqrt{3}}\cdot x_p + \frac{1}{2\sqrt{3}}\cdot d - \frac{2}{\sqrt{3}}\cdot l_{oc}\cdot\cos\beta\right)\right]\right\} \tag{14}$$

Se observă ușor că reacțiunile din 0 și C respectiv 0' și C' sînt egale ; datorită paralelismului și egalităților din mecanismul paralelogram, condiția de echilibru a elementului motor poate fi scrisă sub forma :

$$M_e = M + M_{fo} + M_{fo'} + M_{fc} + M_{fc'} \tag{15}$$

unde :

$$M = R^n_1 \cdot l_{oc}\cdot\cos\beta - R^t_2 \cdot l_{oc}\cdot\sin\beta \tag{16}$$

iar momentele de frecare în cuplele corespunzătoare indicilor sînt :

$$M_{fo} = [(R^n_{12})^2 + (R^t)^2]^{1/2}\cdot\mu\cdot r \tag{17}$$

$$M_{fc} = [(R^n_{12})^2 + (R^t_{12})^2]^{1/2}\cdot\mu\cdot r_c \tag{18}$$

$$M_{fo'} = R^n_{43}\cdot\mu\cdot r_{o'} \tag{19}$$

$$M_{fc'} = R^n_{43}\cdot\mu\cdot r_{c'} \tag{20}$$

În (17), (18), (19), (20), r și μ (în toate cuplele cinematice s-au folosit aceleași perechi de materiale, în aceleași condiții de ungere) au semnificația din (1), iar r_c, r_o, r_c, sînt razele cuplelor C, O', C'.

Din figura 7 se poate scrie :

$$\operatorname{tg} 30° = \frac{y_p - 0{,}5\cdot d\cdot\cos 30° - l_{oc}\cdot\sin\beta - l_{cc} - l_{c'c''}}{x_p + 0{,}5\cdot d\cdot\sin 30° - l_{oc}\cdot\cos\beta} \tag{21}$$

Secțiunea verticală V—V prezentată în figura 8 (după traseul din fig. 7) permite

Fig. 8 Schemă de calcul pentru forța de strîngere.

calculul forței de strîngere F, funcție de greutatea G a piesei de manipulat aflată în poziția cea mai critică. Pe considerente de simetrie față de axele XX și YY din figura 3 :

$$F = \frac{F_f}{\mu_p}\frac{1}{2} = \frac{G}{\mu_p} \tag{22}$$

unde μ_p este coeficientul de frecare dintre piesa **P** și bacul **B**.

Pornind de la caracteristicile piesei **P** (μ_p, d și G — care trebue să țină seama și de accelerațiile de deplasare a piesei de către robot) și cele ale dispozitivului de prehensiune **DP** (l_{oo} ; l_{oc} ; $l_{c'c''}$; r_o ; $r_{o'}$; r_c ; $r_{c'}$; r ; x_p ; y_p ; α_i ; μ, μ_p), relațiile deduse se pot utiliza astfel :

a) (22) $\Rightarrow F$; (21) $\Rightarrow \beta$;

b) (14) $\Rightarrow R^n_1$; (8') $\Rightarrow R^t_{12}$; (13) $\Rightarrow R^n_{43}$

c) (16) $\Rightarrow M$; (17) $\Rightarrow M_{fo}$;
(18) $\Rightarrow M_{fc}$; (19) $\Rightarrow M_{fo'}$;
(20) $\Rightarrow M_{fc'}$;

(la pct. a, b, c, se poate efectua o iterație pentru precizie mai mare).

d) (15) $\Rightarrow M_e$;

e) (3), (2), (4) $\Rightarrow R_i$ (iterativ) ;

f) (1) $\Rightarrow M_{fi}$;

g) (5) $\Rightarrow F_e$ (care poate servi la dimensionarea cilindrului pneumatic **CP**).

Pentru fixare după diametrul interior al piesei **P**, se procedează similar.

Caracteristici tehnice. Probe.

În afara caracteristicilor tehnice obișnuite (greutate proprie, gabarit, presiune de alimentare etc.), în cazul dispozitivului de prehensiune **DP** s-au considerat și alte mărimi fizice pentru a exprima calitățile acestui produs.

A) Forța de smulgere dintre bacuri **B** *pe direcția axială a piesei* **P**. După alimentarea dispozitivului de prehensiune **DP** cu aer comprimat la presiunea p (fig. 4), cu diferite piese **P** (d, rugozitate) și diferite bacuri **B** (lise, striate, materiale), în condiții diferite (piesă uscată, piesă umectată cu emulsie de așchiere etc.), se determină prin încărcare gravifică sarcina la care piesa **P** se deplasează între bacurile **P**. În acest fel, se verifică prin experiment, calculele de la pct. 3. Rezultatele se pot exprima grafic : G (d) la diferite p.

B) Elasticitatea sistemului de compleanță. Cu ajutorul unui comparator, a unor fire și a unor dinamometre, se realizează scheme de încărcare și măsurare a deplasărilor etajului de prehensiune **EP** față de placa superioară **PS**. Se pot trasa diagramele liniare ale încărcării **EP** funcție de deplasare, pe diferite precomprimări în modulele de compleanță **MC**.

C) Precizia uzinării mecanismului dispozitivului de prehensiune **DP.** Cu ajutorul unor comparatoare se realizează în planele *HH* și *H'H'* (fig. 1) schema de palpare a capului identic ($d' = ct$) al unor piese **P** cu d variabil (fig. 9). Se fixează comparatoarele pe zero la piesa prehensată avînd d minim. Prehensînd și

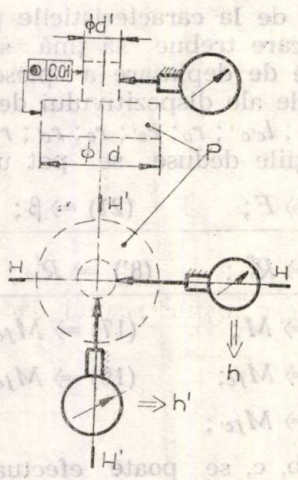


Fig. 9 Schemă pentru proba de precizie.

alte piese, se obțin (dacă mecanismul paralelogram, plăcile, articulațiile, nu sînt ideal realizate etc.) pe comparatoare indicațiile h (d) și h' (d). Graficul funcției :

$$f(d) = [h(d)^2 + h'(d)^2]^{1/2} \qquad (23)$$

oferă o apreciere a calității uzinării dispozitivului de prehensiune **DP** și a preciziei sale de centrare în timpul diferitelor procese de lucru.

D) Deplasarea piesei prehensate. Dispozitivul de prehensiune **DP** poate fi astfel poziționat de către robot, încît la un moment dat axa piesei **P** să fie orizontală. În această situație reacțiunile din cuple, nu mai au valorile și

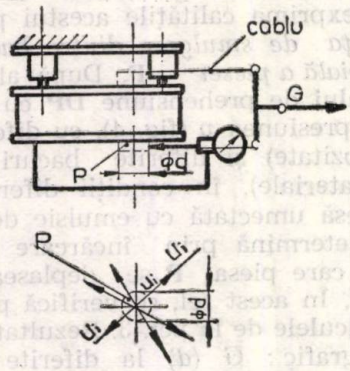


Fig. 10 Schemă pentru proba de deplasare a piesei.

sensurile determinate la pct. 4. Ca rezultat, jocurile din mecanism se vor consuma în alt mod. Se realizează montajul din figura 10 cu ajutorul firelor, al dinamometrului și comparatorului pe o direcție U_iU_i. Se încarcă piesa **P** cu o sarcină radială de valoarea greutății sale. Se fixează pe zero comparatorul. Se încarcă piesa **P** cu aceeași sarcină radială în celălalt sens al direcției U_iU_i, înregistrînd pe comparator deplasarea piesei **P** de valoare u_i. Se repetă cele de mai sus pe alte direcții (în general 6 direcții echidistante) și se obține u_{max}. Această valoare oferă o apreciere asupra preciziei de centrare în timpul deplasării piesei, sau în alte poziții decît cu axa verticală.

Modelul experimental

La Institutul politehnic „Traian Vuia" Timișoara, pe baza celor expuse mai sus, a fost proiectat, realizat și încercat un dispozitiv de prehensiune cu următoarele **caracteristici tehnice** (fig. 11) :

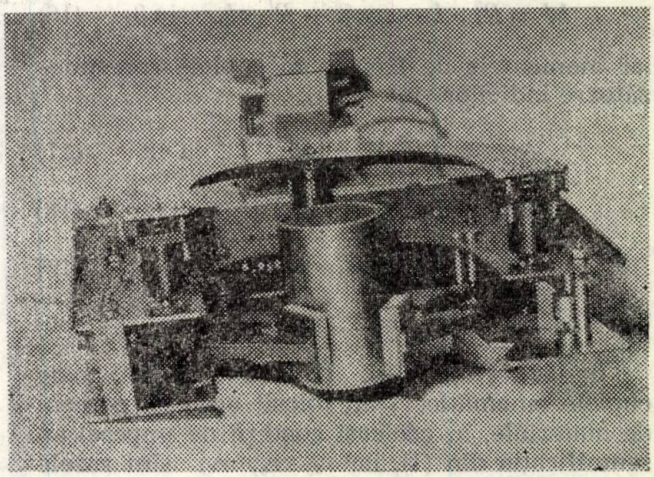


Fig. 11 Dispozitiv de prehensiune realizat la Institutul politehnic „Traian Vuia" — Timișoara.

— greutatea maximă a piesei în condițiile accelerării punctului caracteristic cu cel mult $a = 10$ m/s² este de 25 daN ;

— masa proprie a DP este circa 14 kg ;

— gabaritul este 377x350x140 mm ;

— presiunea de alimentare este 5,5÷6,5 bar ;

— domeniul diametrelor piesei este ∅50—∅150 mm.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kovács, Fr., Mesaroș-Anghel, V.* : Contribuții la analiza preciziei de centrare a dispozitivelor de prehensiune ale roboților industriali. Lucrările I-ului Simpozion național de roboți industriali, București, 29—31. X. 1981.

[2] *Kovács, Fr. ș. a.* : Manipulatoare, roboți și aplicațiile lor industriale, Editura, Facla, Timișoara, 1982.

[3] *Kovács, Fr., Perju, D., Crudu, M.* : Mecanisme, vol. I și II, Litografia Institutului politehnic „Traian Vuia" Timișoara, 1978.

[4] *x x x* : Prospectul comercial al robotului FANUC. Firma FANUC LTD.

[5] *x x x* : Carnetul de prezentare al robotului SIROBOT 1. Firma SIEMENS.

OAMENII DE ȘTIINȚĂ ȘI PACEA

ȘTIINȚA — O ȘANSĂ A PĂCII

Capitala țării noastre a găzduit lucrările celui de al 44-lea Simpozion internațional Pugwash. Faptul că această importantă reuniune, consacrată problemelor păcii și dezarmării în lumea întreagă, are loc — pentru a doua oară — în România, constituie o dovadă semnificativă a prestigiului și a înaltei aprecieri de care se bucură pe plan mondial președintele NICOLAE CEAUȘESCU, militant neobosit pentru o lume liberă de arme nucleare.

Simpozionul de la București, la care au luat parte eminenți savanți, laureați ai premiului Nobel, academicieni, reprezentați ai unor universități și foruri științifice din numeroase țări, ai unor organizații internaționale din sistemul O.N.U., membrii ai Comitetului național „Oamenii de știință și pacea", ai mișcării Pugwash, a fost consacrat dezarmării și păcii în Balcani și în Europa.

Dezbaterile s-au desfășurat în spiritul ideilor și îndemnurilor cuprinse în importantul Mesaj adresat participanților de către tovarășul NICOLAE CEAUȘESCU.

Dinamica lumii contemporane este dominată de două tendințe opuse — pe de o parte accentuarea politicii de forță și dictat, de reimpărțire a zonelor de influență, iar, pe de altă parte, afirmarea crescîndă a voinței și aspirațiilor legitime ale popoarelor spre independență, libertate și pace.

Problema fundamentală a zilelor noastre o constituie încetarea cursei înarmărilor, trecerea la dezarmare, și în primul rînd dezarmarea nucleară, pentru o pace durabilă în lume.

S-a reafirmat rolul deosebit al oamenilor de știință în realizarea idealurilor de pace ale omenirii, omagiindu-se — cu acest prilej — activitatea rodnică a Comitetului național român „Oameni de știință și pacea", sub conducerea tovarășei academician doctor inginer ELENA CEAUȘESCU, președintele acestui organism, care acționează consecvent pentru transpunerea în viață a Programului de pace al României.

În cadrul lucrărilor a fost elaborată linia generală a unui proiect de document privind crearea unei zone denuclearizate în Balcani, ca urmare a propunerii — în acest sens — a președintelui NICOLAE CEAUȘESCU. Acest document va fi transmis tuturor miniștrilor de externe ai țărilor N.A.T.O. și ai țărilor Pactului de la Varșovia.

Un moment deosebit de important, pe agenda simpozionului, l-a constituit primirea de către tovarășul NICOLAE CEAUȘESCU, împreună cu tovarășa ELENA CEAUȘESCU, a partcipanților. În cuvîntul lor, aceștia au subliniat înalta apreciere de care se bucură în arena mondială politica externă constructivă a României, promovată cu consecvență de președintele NICOLAE CEAUȘESCU. S-a accentuat de asemenea, activitatea exemplară a Comitetului național român „Oamenii de știință" și pacea, sub conducerea academician dr. ing. ELENA CEAUȘESCU, în favoarea păcii și a dezarmării.

În telegrama adresată la sfîrșitul lucrărilor președintelui NICOLAE CEAUȘESCU, participanții și-au exprimat prețuirea față de acțiunile și inițiativele sale neobosite pentru oprirea amplasării de noi rachete nucleare cu rază medie de acțiune în Europa, pentru transformarea Balcanilor într-o zonă a păcii, cooperării și bunei vecinătăți, pentru o lume fără arme și fără războaie, în care știința să devină o adevărată șansă a păcii.

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

1984 MAR 8